



TUGAS AKHIR – TF 141581

OPTIMISASI DESAIN *REBOILER* PADA *DISTILLATION COLUMN* DENGAN MENGGUNAKAN BEBERAPA METODE *STOCHASTIC ALGORITHM*

MIFTAKHUL JANNAH AISYAH PUTRI
NRP 02311440000052

Dosen Pembimbing
Totok Ruki Biyanto, Ph.D.

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018

Halaman ini sengaja dikosongkan



FINAL PROJECT – TF 141581

***DESIGN OPTIMIZATION OF REBOILER ON
DISTILLATION COLUMN USING SOME STOCHASTIC
ALGORITHM***

MIFTAKHUL JANNAH AISYAH PUTRI
NRP 02311440000052

Supervisor
Totok Ruki Biyanto, Ph.D.

DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018

Halaman ini sengaja dikosongkan

PERNYATAAN BEBAS PLAGIASME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini

Nama : Miftakhul Jannah Aisyah Putri
NRP : 02311440000052
Departemen : Teknik Fisika
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul **“Optimisasi Desain *Reboiler* pada *Distillation Column* dengan Menggunakan Beberapa Metode *Stochastic Algorithm*”** adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 20 Juli 2018
Yang membuat pernyataan,

Miftakhul Jannah Aisyah Putri
NRP. 02311440000052

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

TUGAS AKHIR

**OPTIMISASI DESAIN *REBOILER* PADA *DISTILLATION*
COLUMN DENGAN MENGGUNAKAN BEBERAPA
METODE *STOCHASTIC ALGORITHM***

Oleh:

Miftakhul Jannah Aisyah Putri

NRP. 02311440000052

Surabaya, 20 Juli 2018

Menyetujui,

Dosen Pembimbing



Totok Ruki Biyanto, Ph.D

NIPN. 19710702 199802 1 001

Mengetahui,

Kepala Departemen Teknik Fisika FTI ITS



Agus Muhammad Hatta, S.T., M.Si, Ph.D

NIPN. 19780902 200312 1 002

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

OPTIMISASI DESAIN *REBOILER* PADA *DISTILLTION* *COLUMN* DENGAN MENGGUNAKAN BEBERAPA METODE *STOCHASTIC ALGORITHM*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Rekayasa Instrumentasi dan Kontrol
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Miftakhul Jannah Aisyah Putri
NRP. 0231144000052

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Totok Ruki Biyanto, Ph.D *TR* (Pembimbing)
2. Ir. Matradji, M.Sc. *Matradji* (Ketua Penguji)
3. Hendra Cordova, S.T. M.T. *H* (Penguji 1)
4. Agus Muhammad Hatta, S.T. M.Si. Ph.D. *A* (Penguji 2)

SURABAYA
JULI, 2018

Halaman ini sengaja dikosongkan

OPTIMISASI DESAIN *REBOILER* PADA *DISTILLATION COLUMN* DENGAN MENGGUNAKAN BEBERAPA METODE *STOCHASTIC ALGORITHM*

Nama : Miftakhul Jannah Aisyah Putri
NRP : 02311440000052
Departemen : Teknik Fisika FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D

ABSTRAK

Reboiler adalah alat penukar panas yang digunakan untuk menghasilkan uap yang diumpankan ke *tray* bawah kolom distilasi. Fluida dari bagian bawah kolom sebagian diuapkan kembali dalam *reboiler*, yang biasanya dari jenis *shell-and-tube* (STHE). *Reboiler* adalah salah satu contoh pemanfaatan dari *heat exchanger* pada sistem kolom distilasi sebagai penghasil uap refluks. Pada saat mendesain kolom kondisi *feed* (*flow rate*) masukan (*reflux ratio*) adalah tetap. Namun, kondisi aktual saat operasi kemungkinan terjadi perubahan *flow rate* pada *feed*. Sehingga massa, komposisi, dan *reflux ratio* juga berubah untuk menjaga hasil dari produk distilatnya. Perubahan ini akan merubah beban panas yang harus diberikan oleh *reboiler*. Beban panas *reboiler* yang berfluktuasi juga akan merubah laju aliran massa yang masuk ke *reboiler*. Efek yang terjadi akibat perubahan laju aliran massa adalah perubahan *velocity* fluida yang dapat menurunkan atau menaikkan *reynold number* yang dapat menyebabkan *fouling*. Perubahan *feed flow rate* yang masuk pada kolom distilasi mempengaruhi besar nilai *fouling resistance*. Sehingga diperlukannya desain *reboiler* yang dapat mengatasi perubahan *feed flow rate* pada kolom distilasi. Salah satu cara untuk mengurangi *fouling resistance* adalah menentukan geometri yang optimal dari desain *heat exchanger*. Salah satu model yang berhubungan dengan pemodelan *fouling resistance* pada dimensi *heat exchanger* sehingga dapat ditentukan *fouling resistance* yang minimal adalah Polley Model. Desain *reboiler* meliputi beberapa parameter geometri yaitu geometri *heat*

exchanger seperti diameter luar *tube* (d_o), jumlah *baffle* (N_b), dan diameter dalam *shell* (D_s). Adapun penelitian yang telah dilakukan, optimisasi desain *heat exchanger* untuk meminimalisir *fouling* dengan beberapa metode algoritma. Metode *stochastic algorithm* sudah banyak digunakan untuk mengoptimisasi suatu proses. Metode algoritma stokastik yang digunakan adalah *Genetic Algorithm* (GA), *Rain Water Algorithm* (RWA), dan *Particle Swarm Optimization* (PSO). Berdasarkan penelitian yang dilakukan, hasil optimisasi desain *reboiler* terbaik adalah dengan menggunakan *Genetic Algorithm* (GA). Hasil optimisasi desain *reboiler* dengan *Genetic Algorithm* (GA) menunjukkan nilai geometri optimal yaitu diameter dalam *shell* (D_s) sebesar 1.4163 m, diameter luar *tube* (d_o) sebesar 0.0193 m dan jumlah *baffle* (n_b) sebesar 7.5422 atau 8 buah. Karena perubahan hasil geometri pada optimisasi desain *reboiler* mengakibatkan nilai *fouling resistance* pada sisi *shell* (R_{fs}) dan *tube* (R_{ft}) berturut-turut berkurang sebesar 6.5 % dan 2.3 % dibandingkan sebelum dioptimisasi. Nilai R_{fs} dan R_{ft} setelah dioptimisasi sebesar 0,000322 m² °C/W dan 0,000336 m² °C/W.

Kata Kunci : *Reboiler, Kolom Distilasi, Fouling Resistance, Optimisasi, Polley Model, Desain Reboiler, Geometri Heat Exchanger, Stochastic Algorithm.*

DESIGN OPTIMIZATION OF REBOILER ON DISTILLATION COLUMN USING SOME STOCHASTIC ALGORITHM

Name : Miftakhul Jannah Aisyah Putri
NRP : 023114400000052
Department : Engineering Physics FTI-ITS
Supervisors : Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D

ABSTRACT

Reboiler is a heat exchanger used to produce steam fed to the tray under a distillation column. The fluid from the bottom of the column is partially evaporated in the reboiler, which is usually of a shell-and-tube type (STHE). Reboiler is one example of the utilization of heat exchanger on a distillation column system as a reflux vapor producer. When designing the feed condition column (flow rate) input (reflux ratio) is fixed. However, the actual condition at which the operation may occur changes the flow rate of the feed. So that the mass, composition, and reflux ratio also change to keep the result of the distillate product. This change will change the heat load that the reboiler must provide. The fluctuated heat of the reboiler will also alter the mass flow rate coming into the reboiler. Effects that occur due to changes in mass flow rate is a change in fluid velocity that can decrease or increase the reynold number that can cause fouling. Changes in feed flow rates that enter the distillation column affect the value of the fouling resistance. So the need of reboiler design that can overcome the feed flow rate change in the distillation column. One way to reduce fouling resistance is to determine the optimal geometry of the heat exchanger design. One model related to fouling resistance modeling on heat exchanger dimension so that it can be determined that the minimal fouling resistance is Polley Model. The reboiler design includes several geometry parameters, namely the geometry of heat exchanger such as the outer diameter of the tube (d_o), the number of baffles (N_b), and the inner diameter of the shell (D_s). As

for research that has been done, heat exchanger design optimization to minimize fouling with some algorithm method. Stochastic algorithm method has been widely used to optimize a process. Stochastic algorithm method used is Genetic Algorithm (GA), Rain Water Algorithm (RWA), and Particle Swarm Optimization (PSO). Based on the research done, the best result of reboiler design is using Genetic Algorithm (GA). The optimization of reboiler design with Genetic Algorithm (GA) shows the optimal geometry value that is in the shell diameter of 1.4163 m, the outer diameter of the tube (d_o) is 0.0193 m and the number of baffles (n_b) is 7.5422 or 8 pieces. Because the change in geometry results in reboiler design optimization resulted in the value of fouling resistance on the shell side (R_{fs}) and tube (R_{ft}) decreased by 6.5% and 2.3%, respectively, than before optimized. The value of R_{fs} and R_{ft} after optimized is 0.000322 m² oC / W and 0.000336 m² oC / W.

Keywords: *Reboiler, Distillation Column, Fouling Resistance, Optimization, Polley Model, Reboiler Design, Geometry Heat Exchanger, Stochastic Algorithm*

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT, karena rahmat dan hikmat-Nya sehingga penulis diberikan kesehatan, kemudahan, dan kelancaran dalam menyusun laporan tugas akhir yang berjudul:

“OPTIMISASI DESAIN *REBOILER* PADA *DISTILLATION COLUMN* DENGAN MENGGUNAKAN BEBERAPA METODE *STOCHASTIC ALGORITHM*”

Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan akademik yang harus dipenuhi dalam Program Studi S-1 Teknik Fisika FTI-ITS. Penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Agus M. Hatta, S.T., M.Si, Ph.D selaku ketua Departemen Teknik Fisika - ITS.
2. Totok Ruki Biyanto, Ph.D selaku dosen pembimbing tugas akhir ini, yang selalu memberikan bimbingan dan semangat pada penulis.
3. Segenap Bapak/Ibu dosen pengajar di Departemen Teknik Fisika - ITS.
4. Kedua Orang Tua dan adik penulis yang selalu menyayangi mendukung, dan memberi doa untuk penulis.
5. Teuku Benny Adianda Bachtiar sebagai teman dekat penulis yang selalu mendukung dan menemani penulis.
6. Teman-Teman seperjuangan bimbingan yang telah berbagi cerita dan ilmu khususnya Safira dan Mas Rozzi.
7. Pihak Pertamina yang membantu dalam memberikan Data dan memberi dukungan dalam Tuga Akhir ini, khususnya Mas Dani, Mas Oni, dan Mas Galih.
8. Teman-Teman Angkatan 2014 yang selalu mendukung dan mencintai penulis.

Kami menyadari bahwa tugas akhir ini masih jauh dari sempurna, oleh karena itu kritik dan saran dari semua pihak yang bersifat membangun selalu kami harapkan demi kesempurnaan tugas akhir ini.

Akhir kata, kami sampaikan terima kasih kepada semua pihak yang telah berperan serta dalam penyusunan tugas akhir ini dari awal sampai akhir. Semoga Allah SWT senantiasa meridhai segala usaha kita. Amin.

Surabaya, 20 Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
COVER.....	iii
LEMBAR PENGESAHAN.....	vii
ABSTRAK.....	xi
ABSTRACT	xiii
KATA PENGANTAR	xv
DAFTAR ISI.....	xvii
DAFTAR GAMBAR	xxi
DAFTAR TABEL.....	xxiii
DAFTAR NOTASI.....	xxv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Lingkup Kerja	3
1.4 Tujuan	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 <i>Heat Exchanger</i>	5
2.2 <i>Reboiler</i>	5
2.2.1 Komponen-Komponen Pada <i>Reboiler</i>	6
2.3 Pemodelan <i>Heat Exchanger</i>	8
2.4 Koefisien Perpindahan Panas <i>Reboiler</i> (STHE)	11
2.4.1 Koefisien Perpindahan Panas pada Sisi Shell	11
2.4.2 Koefisien Perpindahan Panas pada Sisi <i>Tube</i>	11
2.5 <i>Fouling</i>	12
2.6 <i>Objective Function</i>	13
2.7 Metode Stokastik	14
2.7.1 <i>Genetic Algorithm (GA)</i>	14
2.7.2 <i>Rain Water Optimization (RWA)</i>	16
2.7.3 <i>Particle Swam Optimization (PSO)</i>	18

BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	21
3.1 Pengambilan Data Desain <i>Reboiler Exchanger</i> dan Kolom Distilasi	22
3.2 Pemodelan Fungsi Tujuan Optimisasi	22
3.3 Simulasi <i>Plant</i> Menggunakan Hysys	22
3.4 Pemodelan <i>Reboiler Exchanger</i>	23
3.4.1 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi <i>Shell</i>	23
3.4.2 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi <i>Tube</i>	31
3.4.3 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan.	32
3.4.4 Perhitungan Pressure Drop.....	34
3.5 Pemodelan Fouling	35
3.6 Pemodelan <i>Heat & Mass Balance</i>	36
3.7 Validasi Pemodelan.....	36
3.8 Optimisasi <i>Fouling Resistance</i> dengan Menggunakan Metode Stokastik.....	37
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	39
4.1 Hasil Pemodelan <i>Reboiler</i> dan <i>Fouling Resistance</i>	39
4.2 Pengaruh Perubahan <i>Feed Flow Rate</i> pada Kolom Distilasi	41
4.3 Perancangan dan Pengujian Optimisasi	41
4.3.1 Penentuan Fungsi Tujuan	44
4.3.2 Penentuan Variabel yang Dioptimisasi.....	44
4.3.3 Penentuan <i>Properties</i> pada Teknik Optimisasi.....	47
4.3.4 Optimisasi Fouling Resistance pada Shell and Tube Heat Exchanger.....	48
4.4 Analisis Hasil Optimisasi.....	50
4.4.1 Analisis Geometri <i>Reboiler</i>	50
4.4.2 Analisis Hasil Kondisi Operasi.....	52
BAB V PENUTUP	55
5.1 Kesimpulan.....	55

5.2 Saran.....	55
DAFTAR PUSTAKA	57
LAMPIRAN.....	59
BIODATA PENULIS	75

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Skema <i>shell and tube heat exchanger</i>	5
Gambar 2.2 <i>Reboiler</i>	6
Gambar 2.3 Standar Konstruksi <i>Heat Exchanger</i> dan Kode Huruf TEMA	8
Gambar 2.4 Diagram alir <i>Genetic Algorithm (GA)</i>	15
Gambar 2.5 Diagram alir <i>Rain Water Optimization</i>	17
Gambar 2.6 Diagram alir <i>Particle Swarm Optimization</i>	19
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian	21
Gambar 3.2 Geometri <i>basic segmental baffle</i>	24
Gambar 3.3 Definisi panjang tube pada STHE.....	24
Gambar 3.4 Diagram Optimisasi <i>Fouling Resistance</i>	34
Gambar 4.1 Pengaruh besar <i>feed flow rate</i> kolom distilasi terhadap beban panas <i>reboiler</i>	42
Gambar 4.2 Pengaruh besar <i>feed flow rate</i> kolom distilasi terhadap <i>fouling resistance</i>	43
Gambar 4.3 Pengaruh diameter dalam <i>shell</i> terhadap <i>fouling resistance</i>	44
Gambar 4.4 Pengaruh diameter luar <i>tube</i> terhadap <i>fouling resistance</i>	45
Gambar 4.5 Pengaruh jumlah <i>baffle</i> terhadap <i>fouling resistance</i>	46
Gambar 4.6 Grafik hasil optimisasi <i>fouling resistance</i> pada <i>software</i> MATLAB	49

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 <i>Properties</i> fluida pada <i>reboiler</i> tipe <i>shell and tube heat exchanger</i>	40
Tabel 4.2 Hasil pemodelan <i>reboiler</i> dan <i>fouling resistance</i>	40
Tabel 4.3 Hasil optimisasi geometri <i>heat exchanger</i> dengan beberapa metode <i>Stochastic Algorithm</i>	51
Tabel 4.4 Hasil optimisasi kondisi operasi <i>reboiler</i> dengan beberapa metode <i>stochastic algorithm</i>	53

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR NOTASI

A_t	= Tube side Flow area (m^2)
A_0	= Heat transfer area (m^2)
B_c	= Baffle cut (%)
$Cond$	= Konduksi (W/m^2C)
Cp_s	= Kapasitas panas spesifik pada <i>shell</i> ($J/Kg\ ^\circ C$)
Cp_t	= Kapasitas panas spesifik pada <i>tube</i> ($J/Kg\ C$)
D_{ctl}	= Diameter <i>Bundle</i> (m)
d_i	= Diameter dalam pada sisi <i>tube</i> (m)
d_o	= Diameter luar <i>tube</i> (m)
D_s	= Diameter dalam <i>shell</i> (m)
f	= Faktor friksi
FW	= Nilai fraksi <i>tube</i> pada jendela <i>baffle</i>
GT	= Mass Velocity <i>tube</i> (Kg/m^2)
hi	= Koefisien perpindahan panas ideal pada <i>shell</i> ($W/m^2\ ^\circ C$)
hs	= Perpindahan panas pada <i>shell</i> ($W/m^2\ ^\circ C$)
h_t	= Koefisien perpindahan panas pada sisi <i>tube</i> ($W/m^2\ ^\circ C$)
J_b	= Koreksi faktor pada <i>bundle bypass flow</i>
J_c	= Koreksi faktor <i>baffle cut</i> dan jarak antar <i>baffle</i>
J_I	= Koreksi faktor kebocoran pada <i>baffle</i> antara <i>shell</i> ke <i>baffle</i> dan <i>tube</i> ke <i>baffle</i>
J_r	= Koreksi faktor yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar
J_s	= Faktor koreksi pada jarak antar <i>baffle</i> pada sisi <i>inlet</i> dan <i>outlet</i>
K_{cs}	= Konduktivitas termal material (W/mC)
K_s	= Konduktivitas termal pada <i>shell</i> ($W/m\ ^\circ C$)
K_t	= Koefisien konduktifitas panas pada sisi <i>tube</i> ($W/m^2\ ^\circ C$)
L	= Panjang per <i>tube</i> (m)
L_{bb}	= Clearance antara <i>bundle</i> dan <i>shell</i> (m)
L_{bc}	= Jarak antar <i>baffle</i> (m)

L_i^*	= Perbandingan jarak <i>baffle inlet</i> dengan jarak <i>baffle</i> dalam <i>shell</i>
$LMTD$	= <i>Log Mean Temperature Difference</i> ($^{\circ}C$)
$LMTD_{corr}$	= <i>Log Mean Temperature Difference corrected</i> ($^{\circ}C$)
L_o^*	= Perbandingan antara jarak <i>baffle outlet</i> dengan jarak <i>baffle</i> dalam <i>shell</i>
lpl	= Lebar <i>tube</i> dan partisi diantara <i>tube wall</i> (m); $lpl = 0$
Lsb	= <i>Clearance</i> diantara <i>shell</i> diameter dengan <i>baffle</i>
L_{tb}	= Diameter <i>clearance</i> antara diameter luar <i>tube</i> dengan luaran <i>baffle</i> (m)
Lti	= Panjang efektif (m)
$Ltp.eff$	= Jarak efektif antar <i>tube</i> (m)
Ltp	= Jarak efektif antar <i>tube</i> (m)
M_s	= Kecepatan massa pada <i>shell</i> (Kg/s)
M_t	= Massa aliran pada <i>tube</i> (Kg/s)
Nb	= Jumlah <i>baffle</i>
Ns	= Jumlah <i>shell</i>
Nt	= Jumlah <i>Tube</i>
Nu_t	= Bilangan <i>Nusselt</i>
Pr	= Bilangan <i>prandtl</i> pada sisi <i>tube</i>
Pr_s	= Nilai <i>Prandtl</i>
Q	= Panas yang dipindahkan oleh fluida (W)
$R . S$	= Faktor efisiensi temperature
Re_s	= Bilangan <i>Reynlod number</i>
Re	= Bilangan <i>Reynold</i> pada sisi <i>tube</i>
Res	= Bilangan <i>Reynold number</i> pada sisi <i>shell</i>
Ret	= Bilangan <i>Reynold number</i> pada sisi <i>tube</i>
Sb	= <i>Bundle to shell Bypass area parameter</i> (m)
S_m	= Luas aliran <i>crossflow</i> pada sisi <i>shell</i> (m^2)
S_{tb}	= Luas kebocoran <i>tube</i> ke <i>baffle</i> (m^2)
$T_{c,i}$	= Temperatur dingin <i>inlet</i> ($^{\circ}C$)
$T_{c,o}$	= Temperatur dingin <i>outlet</i> ($^{\circ}C$)
$T_{h,i}$	= Temperatur panas <i>inlet</i> ($^{\circ}C$)
$T_{h,o}$	= Temperatur panas <i>outlet</i> ($^{\circ}C$)

t_w	= <i>Thickness</i> atau ketebalan (m)
U	= Koefisien perpindahan panas keseluruhan ($W/m^2\text{ }^{\circ}C$)
V	= <i>Velocity</i> (m/s)

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada zaman modern ini, dunia industri mengalami perkembangan yang semakin meningkat setiap tahunnya. Perkembangan industri ini menyebabkan peningkatan kebutuhan energi. Salah satu industri yang membutuhkan energi yang besar adalah *refinery unit*. *Refinery unit* sering melakukan proses pengolahan panas yang perlu diperhatikan agar proses pengolahan minyak dan gas dapat berjalan lancar. Proses pengolahan panas ini membutuhkan alat penukar panas untuk dapat menyeimbangkan kinerja plant untuk memaksimalkan keuntungan. Salah satu alat penukar panas yang digunakan dalam *refinery unit* adalah *heat exchanger*.

Heat exchanger adalah alat yang digunakan untuk mentransfer energi panas antara dua atau lebih cairan, dalam kontak termal dan memiliki beberapa perbedaan suhu. Penukar panas banyak digunakan dalam aplikasi industri. Perancangan penukar panas terdiri dari sejumlah besar parameter geometri dan operasi yang mana memenuhi kebutuhan energi panas dengan batasan yang diberikan [1,2]. Salah satu pemanfaatan *heat exchanger* dalam *refinery unit* adalah *reboiler* dalam proses pemisahan campuran berdasarkan nilai titik didih pada kolom distilasi. *Reboiler* berfungsi menghasilkan fluks uap untuk diumpankan kembali ke kolom distilasi. Kemudian uap naik pada kolom sesuai dengan titik didihnya.

Endapan bahan yang tidak diinginkan pada permukaan perpindahan panas adalah fenomena yang sangat umum dan dikenal sebagai *fouling* [3]. *Fouling* secara signifikan menurunkan kinerja termal penukar panas dan juga meningkatkan penurunan tekanan pada unit. Efisiensi perpindahan panas dalam *reboiler* berkurang dengan kenaikan *fouling* [3,4,5]. *Fouling* mengurangi fraksinasi karena masukan panas *reboiler* yang rendah dan penurunan refluks kolom yang lebih rendah. Sistem *reboiler* harus mengatasi akar masalah dari *fouling*. Solusi mahal yang dapat

dilakukan adalah menambahkan sistem *reboiler* paralel untuk dapat menghilangkan gejalanya. Salah satu cara lain yang dapat dilakukan untuk mengeliminasi *fouling* pada *reboiler* adalah memodifikasi atau mendesain mekanik dari *reboiler* [5]. *Reboiler* pada kolom distilasi berfungsi sebagai evaporator yang menguapkan fluida campuran pada *bottom column*. Pada *bottom column* terpasang pengendalian temperatur untuk menjaga temperatur tertentu dengan memanipulasi laju aliran panas pada *reboiler*. Pada saat mendesain kolom kondisi *feed* (*flow rate*) masukan dan (*reflux ratio*) adalah tetap. Namun, kondisi aktual saat operasi kemungkinan terjadi perubahan *flow rate* pada *feed*. Sehingga massa, komposisi, dan *reflux ratio* juga berubah untuk menjaga hasil dari produk distilatnya. Perubahan ini akan merubah beban panas yang harus diberikan oleh *reboiler*. Beban panas *reboiler* yang berfluktuasi juga akan merubah laju aliran massa yang masuk ke *reboiler*. Efek yang terjadi akibat perubahan laju aliran massa adalah perubahan *velocity* fluida yang dapat menurunkan atau menaikkan *reynold number* yang dapat menyebabkan *fouling*.

Salah satu cara untuk mengurangi *fouling resistance* adalah menentukan geometri yang optimal dari desain *heat exchanger*. Salah satu model yang berhubungan dengan pemodelan *fouling resistance* pada dimensi *heat exchanger* sehingga dapat ditentukan *fouling resistance* yang minimal adalah Polley Model [6]. Berdasarkan kasus yang disebutkan, *reboiler* harus didesain sesuai dengan kapasitas minimum dan maksimum beban panas yang mungkin terjadi yang disebabkan perubahan *feed*. Desain *reboiler* meliputi beberapa parameter geometri yaitu geometri *heat exchanger* seperti diameter luar *tube* (d_o), jumlah *baffle* (N_b), dan diameter dalam *shell* (D_s). [7] Adapun penelitian yang telah dilakukan, optimisasi desain *heat exchanger* untuk meminimalisir *fouling* dengan beberapa metode algoritma. Metode *stochastic algorithm* sudah banyak digunakan untuk mengoptimisasi suatu proses [8].

Oleh karena itu, Melihat permasalahan pada *reboiler* yakni terjadinya *fouling* yang tidak dapat dihindari tetapi dapat

diminimalkan, maka diperlukan penelitian mengenai optimisasi *fouling resistance* pada *reboiler* menggunakan Polley Model yang sesuai dengan kapasitas minimum dan maksimum beban panas yang mungkin terjadi yang disebabkan perubahan *feed*. Pada optimisasi ini dilakukan dengan menggunakan beberapa metode optimisasi yaitu *Genetic Alogrithm*, *Particle Swarm Optimization*, dan *Rain Water Algorithm*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, maka permasalahan yang akan dibahas dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh terbentuknya *fouling* pada *reboiler* yang disebabkan perubahan laju aliran panas yang dibutuhkan kolom distilasi?
2. Bagaimana mendapatkan desain geometri yang optimal agar mampu meminimalkan terjadinya *fouling* pada *reboiler*?

1.3 Lingkup Kerja

Adapun lingkup kerja yang digunakan pada tugas akhir ini adalah menggunakan data desain *reboiler* yang terdapat di plant RFCC. Jenis *reboiler* yang digunakan adalah tipe *shell and tube* (STHE) *reboiler*. Pengambilan data *reboiler* memperhatikan sistem yang dikaji secara keseluruhan dalam *data sheet* dan *process flow diagram (PFD)*. Data tersebut meliputi dimensi *heat exchanger*, kondisi operasi dan karakteristik fluida. Pemodelan *heat exchanger* meliputi perhitungan koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* dan *tube*, koefisien perpindahan panas keseluruhan, *heat duty*, *pressure drop*, dan *fouling resistance*. Variabel optimisasi yang digunakan adalah diameter luar *tube* (D_o), diameter dalam *shell* (D_s) dan jumlah *baffe* (N_b). Kemudian, dilakukan simulasi dengan menggunakan Hysys sebagai alat membantu untuk mendapatkan kondisi aktual proses pada saat adanya perubahan *feed flow rate* kolom maksimal dan minimal. Teknik optimisasi dengan menggunakan beberapa metode *stochastic algorithm* yaitu *Genetic Algorithm (GA)*, *Rain Water Algorithm (RWA)*, dan *Particle Swam Optimization (PSO)*.

1.4 Tujuan

Adapun tujuan yang akan dilakukan pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

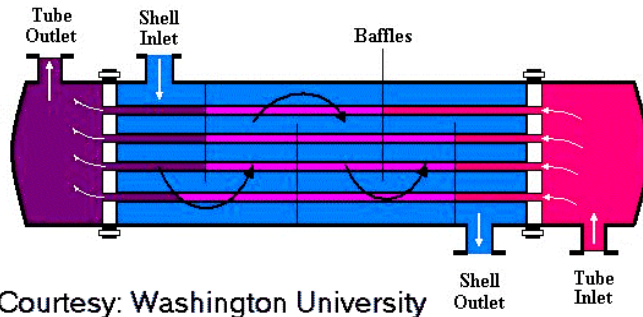
1. Mengetahui pengaruh *fouling* pada *reboiler* yang disebabkan perubahan laju aliran panas yang dibutuhkan kolom distilasi.
2. Mendapatkan desain geometri yang optimal agar mampu meminimalkan terjadinya *fouling* pada *reboiler*.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Heat Exchanger

Heat exchanger adalah suatu alat termal yang digunakan dalam proses perpindahan panas dua atau lebih fluida yang memiliki temperatur yang berbeda. Perpindahan panas pada *heat exchanger* digunakan untuk mentransfer energi dari fluida bertemperatur panas ke fluida bertemperatur dingin ataupun sebaliknya. Perpindahan panas pada *heat exchanger* dapat terjadi melalui proses konveksi dan konduksi [1,9,10]. Terdapat beberapa macam tipe dan desain *heat exchanger* yang digunakan pada industri proses tetapi tipe *heat exchanger* yang sering digunakan pada industry proses adalah *shell and tube heat exchanger*. Berikut skema *shell and tube heat exchanger* [10].

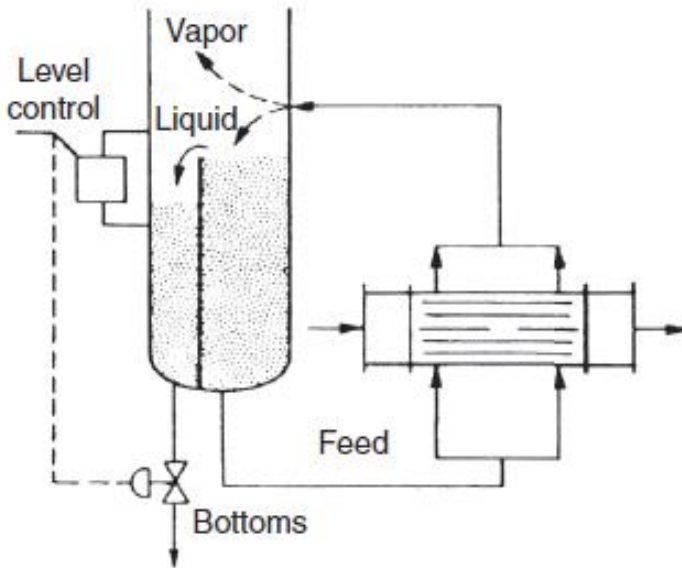


Gambar 2.1 Skema *shell and tube heat exchanger*

2.2 Reboiler

Reboiler adalah alat penukar panas yang digunakan untuk menghasilkan uap yang diumpankan kembali ke *tray* bawah kolom distilasi. Fluida dari bagian bawah kolom sebagian diuapkan kembali dalam *reboiler*, reboiler yang biasanya digunakan dari jenis *shell-and-tube* (STHE). *Reboiler* adalah media pemanas paling sering mengembunkan uap. Penguapan terjadi baik pada dalam *tube* atau di *shell*, tergantung pada jenis *reboiler*. *Heat*

Exchanger yang memasok uap untuk operasi unit lainnya disebut sebagai *vaporizer* [11].



Gambar 2.2 *Reboiler*

2.2.1 Komponen-Komponen Pada *Reboiler*

Reboiler yang digunakan adalah *shell-and-tube heat exchanger* (STHE). Komponen-komponen yang dapat mempengaruhi keluaran koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* dan *tube* pada *reboiler* yaitu *tube*, *baffle*, *shell*, *front head*, *rear head*. Beberapa kriteria properti yang dipergunakan selama pengoperasian *reboiler* tipe STHE adalah tekanan dan temperatur. Beberapa komponen utama *reboiler shell and tube* sebagai berikut [7]:

a. *Tube*

Tube adalah pemisah antara dua zat yang berada di dalam suatu alat. *Tube* berbentuk pipa silinder sebagai media mengalirnya fluida yang akan ditukar panasnya. Kumpulan dari beberapa *tube* diikat oleh *tube bundle*.

b. *Shell*

Selubung yang menyelimuti bagian dalam *heat exchanger* sebagai rumah dari *tube bundle*. *Shell* juga merupakan bagian yang menjadi tempat mengalirnya fluida kerja yang lain selain yang mengalir di dalam *tube*. Umumnya desain pada *shell* berbentuk silinder dengan penampang melingkar.

c. *Baffle*

shell diberikan *baffle* yang dipergunakan sebagai penghalang dengan bentuk yang sedemikian rupa salah satunya berbentuk segmental *baffle*, sehingga fluida masih dapat mengalir. *Baffle* berguna untuk memperpanjang aliran Fluida yang akan didinginkan atau dipanaskan sesuai dengan yang diinginkan harus berada pada sisi *shell* dengan durasi lebih lama.

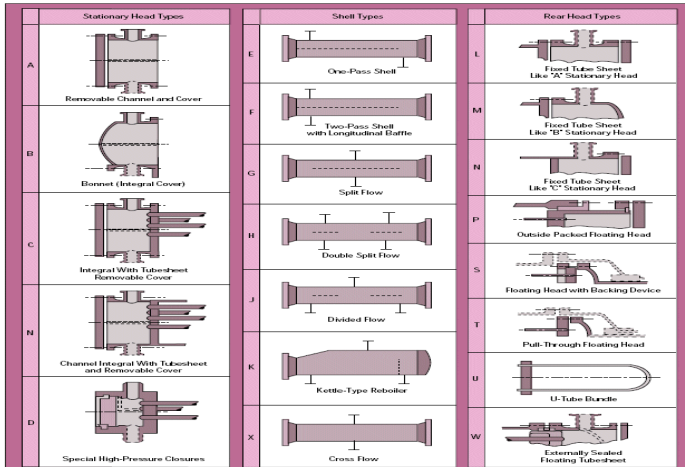
d. *Front Head and Rear head*

Front Head and Rear Head berfungsi sebagai tempat masuk dan keluar dari fluida yang berada disisi *tube*.

e. *Nozzle*

Nozzle pada *Heat Exchanger* merupakan titik dimana fluida masuk baik dari sisi *shell* maupun dari sisi *tube*. *Nozzle* pada *inlet heat exchanger* akan membuat aliran fluida yang masuk menjadi lebih merata, maka didapatkan koefisiensi perpindahan panas yang tinggi.

Untuk dapat menentukan konstruksi dari *heat exchanger shell and tube* terdapat standar yang berlaku yaitu dari TEMA. Untuk menentukan tipe dari *heat exchanger* dengan standar TEMA dapat menggunakan kode huruf seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.3.



Source:
CHEMICAL ENGINEERING PROGRESS • FEBRUARY 1998

Gambar 2.3 Standar Konstruksi *Heat Exchanger* dan Kode Huruf TEMA [12]

2.3 Pemodelan *Heat Exchanger*

Pemodelan *heat exchanger* ini sering digunakan pada industri minyak dan gas dimana spesifikasinya akan disesuaikan dengan kondisi dari kebutuhan industri tersebut. Untuk dapat menentukan spesifikasi yang optimal dari *heat exchanger* maka diperlukan pemodelan terhadap *heat exchanger*. Pada *reboiler* yang digunakan adalah tipe *STHE*. Pemodelan *STHE* dilakukan untuk menghasilkan laju perpindahan panas [4]. Pemodelan pada *heat exchanger* berdasarkan model *lumped parameter* dengan tidak ada panas yang hilang seperti pada persamaan berikut

$$Q_c = Q_h \quad (2.1)$$

Dimana,

Q_c = Panas yang berasal dari fluida dingin (W)

Q_h = Panas yang berasal dari fluida panas (W)

Persamaan untuk menentukan panas yang berasal dari fluida dingin dan dipindahkan ke fluida panas yaitu [4],

$$Q_c = m_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.2)$$

Dimana,

m_c = Laju aliran massa fluida dingin (kg/s)

$C_{p,c}$ = Kalor jenis fluida dingin (J/ kg °C)

$T_{c,i}$ = Temperatur masuk fluida dingin (°C)

$T_{c,o}$ = Temperatur keluar fluida dingin (°C)

Persamaan untuk menentukan panas yang berasal dari fluida panas dan dipindahkan ke fluida dingin adalah [4]:

$$Q_h = m_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.3)$$

Dimana,

m_h = Laju aliran massa fluida panas (kg/s)

$C_{p,h}$ = Kalor jenis fluida panas (J/ kg °C)

$T_{h,i}$ = Temperatur masuk fluida panas (°C)

$T_{h,o}$ = Temperatur keluar fluida panas (°C)

Persamaan lain untuk menentukan laju perpindahan panas *STHE* yaitu dengan menggunakan persamaan di bawah ini [7].

$$Q = U LMTD_{corr.} A_o \quad (2.4)$$

Dimana,

U = Koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/ m² °C)

$LMTD_{corr.}$ = *Log Mean Temperature Difference corrected* (°C)

A_o = Luas permukaan perpindahan panas (m²)

Persamaan untuk menentukan nilai *Log Mean Temperature Difference corrected* ($LMTD_{corr.}$) dengan menggunakan persamaan berikut [7].

$$LMTD_{corr.} = LMTD \cdot F \quad (2.5)$$

Dimana,

$LMTD$ = Log Mean Temperature Difference ($^{\circ}\text{C}$)

F = Faktor koreksi

Log Mean Temperature Difference (LMTD) merupakan rata-rata perbedaan temperatur antara fluida panas dan fluida dingin. LMTD dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut [7].

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)} \quad (2.6)$$

Faktor koreksi (F) untuk menentukan $LMTD_{corr.}$ dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut [7].

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln(1 - S) / (1 - RS)}{(R - 1) \ln \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}} \quad (2.7)$$

Nilai R didapatkan dari persamaan berikut [7].

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (2.8)$$

Nilai S dari persamaan berikut [7].

$$S = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (2.9)$$

Dimana,

R, S = Faktor efisiensi temperatur

Berdasarkan persamaan (2.4) diatas maka dapat ditentukan koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi aktual (U_a) dengan menggunakan persamaan berikut [7]:

$$U_a = \frac{Q}{LMTD_{corr.} A_o} \quad (2.10)$$

Dimana,

U_a = Koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi aktual (W/ m² °C)

2.4 Koefisien Perpindahan Panas *Reboiler* (STHE)

Koefisien Perpindahan Panas ditentukan dengan memodelkan koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* dan *shell* pada *heat exchanger*. Berikut adalah pemodelan dari koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* dan *tube*.

2.4.1 Koefisien Perpindahan Panas pada Sisi Shell

Pemodelan koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* dengan menggunakan metode *Bell-Delaware* [13].

$$h_s = h_i J_c J_l J_b J_s J_r \quad (2.11)$$

Dimana,

h_s = Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* (w/m² °C)

h_i = Koefisien perpindahan panas ideal pada sisi *shell* (w/m² °C)

J_c = Faktor koreksi pada *baffle cut* dan jarak antar *baffle*

J_l = Faktor koreksi akibat efek kebocoran *baffle* antara *shell* ke *baffle* dan *tube* ke *baffle*

J_b = Faktor koreksi pada *bundle by pass flow*

J_s = Faktor koreksi pada variabel jarak *baffle* sisi *inlet* dan *outlet*

J_r = Faktor koreksi yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar

2.4.2 Koefisien Perpindahan Panas pada Sisi Tube

Koefisien perpindahan panas dapat ditentukan berdasarkan karakteristik fluida. Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* dapat dihitung dengan menggunakan metode *Bell-Delaware* [13].

$$h_t = \left(\frac{K_t Nu_t}{d_i} \right) \quad (2.12)$$

Dimana,

- h_t = Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* (W/ m² °C)
 K_t = Konduktifitas termal pada sisi *tube* (W/ m °C)
 Nu_t = Bilangan *Nusselt* pada fluida di sisi *tube*
 d_i = Diameter dalam *tube* (m)

Bilangan *Nusselt* tergantung dari banyaknya faktor, diantaranya adalah pengaruh dari *Reynold number*. Bilangan *Nusselt* pada sisi *tube* dapat dihitung dengan persamaan berikut:

a. Aliran turbulen dengan $Re_t > 10^4$ menggunakan persamaan *Side-Tate (Mac Adamas)* [13].

$$Nu_t = 0,027 Re_t^{0,8} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.13)$$

b. Aliran *intermediate* dengan $2100 < Re_t < 10^4$ menggunakan persamaan *Colburn* [13].

$$Nu_t = 0,023 Re_t^{0,8} Pr_t^{0,4} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.14)$$

c. Aliran laminar dengan $Re_t \leq 2100$ menggunakan persamaan *Side-Tate (Mac Adamas)* [13].

$$Nu_t = 1,86 (Re_t Pr_t d_i / L)^{0,5} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.15)$$

Dimana,

- Re_t = Bilangan *Reynold* pada sisi *tube*
 d_i = Diameter dalam *tube* (m)
 Pr_t = Bilangan *Prandtl* pada sisi *tube*
 L = Panjang *tube* (m)
 μ_t = Viskositas fluida pada sisi *tube* (kg/m s)
 μ_w = Viskositas fluida pada temperature *wall* sisi *tube* (kg/m s)

2.5 Fouling

Endapan bahan yang tidak diinginkan pada permukaan perpindahan panas adalah fenomena yang sangat umum dan dikenal sebagai *fouling* [3]. *Fouling* secara signifikan menurunkan kinerja termal penukar panas dan juga meningkatkan penurunan tekanan pada unit. Efisiensi perpindahan panas dalam *reboiler*

berkurang dengan kenaikan *fouling* [3,4,5]. *Fouling* mengurangi fraksinasi karena masukan panas reboiler yang rendah dan penurunan refluks kolom yang lebih rendah. Sistem *reboiler* harus mengatasi akar masalah dari *fouling*. Solusi mahal yang dapat dilakukan adalah menambahkan sistem *reboiler* paralel untuk dapat menghilangkan gejalanya. Salah satu cara lain yang dapat dilakukan untuk mengeliminasi *fouling* pada *reboiler* adalah memodifikasi atau mendesain mekanik dari *reboiler* [5].

Pada *heat exchanger* adanya *fouling* tidak dapat dihindari sehingga dalam pemodelan *fouling* perlu dilakukan pemodelan untuk dapat mengestimasi adanya *fouling*. Salah satu penelitian yang telah dilakukan untuk memodelkan *fouling* yaitu oleh Polley [14]. Polley menggunakan beberapa variabel-variabel untuk memodelkan *fouling* yaitu bilangan Reynold (Re), bilangan Prandtl (Pr) dan *temperature wall* (T_w) dengan menggunakan beberapa parameter yakni α (kosntanta deposit), γ (konstanta supresi), R (konstanta gas konstan), dan E_a (energi aktivasi) [15]. Persamaannya adalah sebagai berikut:

$$\frac{dR_f}{dt} = \alpha Re^{-0,8} Pr^{-\frac{1}{3}} \exp\left(-\frac{E_a}{RT_w}\right) - \gamma Re^{0,8} \quad (2.16)$$

Dimana nilai parameter-parameternya adalah sebagai berikut

$$\begin{aligned} \alpha &= 277,8 \text{ m}^2\text{K/J} \\ E_a &= 48 \text{ KJ/mol} \\ \gamma &= 4,17 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2\text{K/J} \\ R &= 0,008314462 \text{ KJ mol / K} \end{aligned}$$

2.6 Objective Function

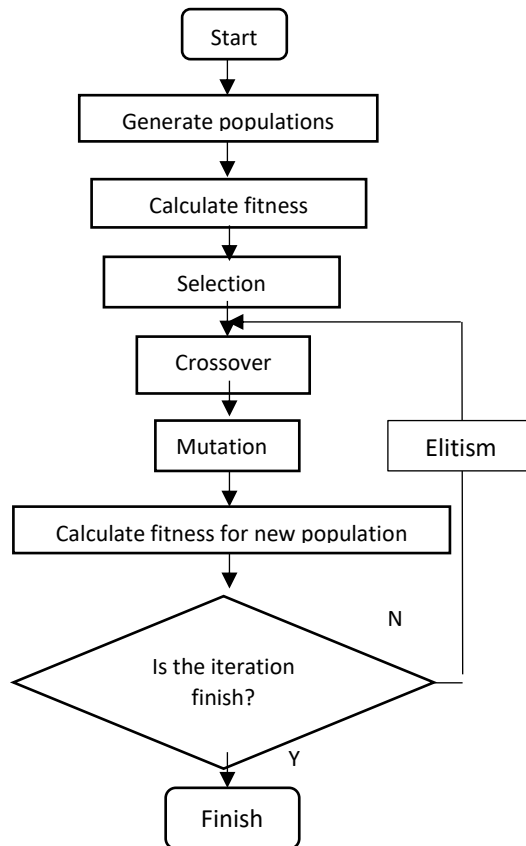
Objective function merupakan deklarasi atau pernyataan yang menunjukkan tujuan dari optimisasi dilakukan. *Objective function* mempengaruhi nilai variabel yang dioptimasi. *Objective function* terdiri dari fungsi maksimum atau minimum dari fungsi linier yang telah ditentukan, parameter dan variabel yang dioptimisasi [16]. Pada proses optimisasi desain *heat exchanger* diperoleh fungsi objektif dengan *fouling resistance* terendah [1].

2.7 Metode Stokastik

Pada proses optimisasi penentuan fungsi objektif sangatlah penting baik fungsi objektif minimum atau maksimum sesuai dengan nilai yang ingin dioptimisasi. Optimisasi terdiri dari dua jenis yaitu metode stokastik dan deterministik. Metode stokastik adalah metode optimisasi yang terdiri dari variabel-variabel acak (random) sehingga mempunyai distribusi dan probabilitas tertentu sedangkan metode deterministik variabelnya bebas dan keragamannya acak sehingga tidak mempunyai distribusi dalam probabilitas [16]. Berikut ini merupakan beberapa metode optimisasi algoritma stokastik.

2.7.1 *Genetic Algorithm (GA)*

Genetic Algorithm (GA) merupakan salah satu metode optimisasi yang menggunakan prinsip seleksi alam dari Darwin. Populasi pada *Genetic Algorithm (GA)* menggunakan filosofi jumlah kromosom. Pada *genetic algorithm* dikenal adanya proses inisiasi yang terdiri dari proses *selection*, *crossover*, and *mutation*. Diagram alir dari metode optimisasi *Genetic Algorithm (GA)* adalah sebagai berikut



Gambar 2.4 Diagram alir *Genetic Algorithm (GA)* [17]

Tahapan dari metode optimisasi *Genetic Algorithm (GA)* adalah sebagai berikut [17]:

1. *Start*
2. Menentukan jumlah populasi
3. Melakukan pembangkitan populasi dan parameter
4. Melakukan seleksi *parent selection*
5. Melakukan persilangan masing-masing *parent* dengan probabilitas *crossover* (P_c) 0.8 untuk menentukan keturunan yang baru

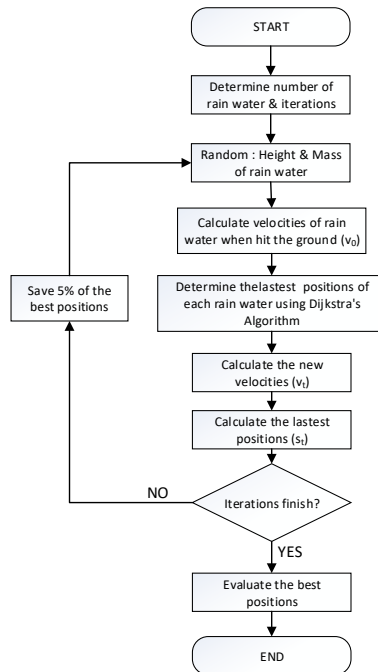
6. Melakukan mutasi pada masing-masing generasi baru dengan probabilitas mutasi (P_m) 0.01
7. Menggantikan populasi saat ini dengan populasi yang baru
8. Melakukan pembangkitan pada masing-masing kromosom pada populasi yang baru
9. Mekanisme *elitism* pada GA yaitu mengambil 90% dari individu yang menang dari populasi saat ini. Populasi yang baru akan diisi oleh keturunan yang baru
10. Kembali ke tahap 4 sampai hasilnya konvergen
11. *Finish*

2.7.2 *Rain Water Optimization (RWA)*

Rain Water Optimization (RWA) merupakan salah satu teknik optimisasi dengan didasarkan pada filosofi hujan yang turun. Hujan yang turun tersebut diasumsikan merupakan objek yang jatuh bebas dari langit untuk mencari posisi yang paling rendah di bumi sesuai dengan hukum Newton tentang gerak. Proses inisialisasi dilakukan untuk menentukan parameter. Beberapa parameternya yaitu:

- Jumlah *rain water*
- Dimensi fungsi objektif
- Global optimum untuk menemukan nilai minimum atau maksimum
- Batas atas dan bawah fungsi objektif,
- Jumlah iterasi.

Rain water optimization memiliki ketinggian dan massa masing-masing yang ditentukan secara acak. Kecepatan dan posisi tiap-tiap *rain water* dihitung ketika mencapai tanah. Dengan menggunakan algoritma Dijkstra dapat ditentukan posisi antara *rain water* di tanah. *Rain water* akan mengalir ke posisi paling rendah dengan kecepatan bergantung pada massa dan kecepatan awal. Posisi baru *rain water* akan diperbarui berdasarkan hukum Newton tentang gerak hingga iterasi selesai [18]. Diagram alir dari teknik optimisasi menggunakan *Rain water Optimization* adalah sebagai berikut



Gambar 2.5 Diagram alir *Rain Water Optimization* [16]

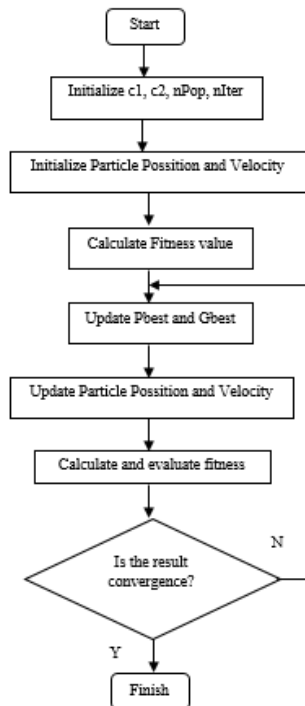
Tahapan dari algoritma *Rain Water Optimization* adalah sebagai berikut [18]:

1. *Start*
2. Mengatur parameter berikut:
 - a. *nPop*: *population size*
 - b. *np*: *number of neighbor points of each drop*
 - c. jumlah maksimum iterasi.
3. Membangkitkan populasi pertama dari *raindrops* termasuk *nPop* (*population size*) *raindrops* secara acak sehingga setiap *raindrop* memenuhi *constraint* yang telah ada.
4. Atur untuk 1, nilai Iterasi.
5. Secara *default*, diatur ke status *Active* untuk semua status *drops*
6. Lakukan hal berikut pada setiap *active raindrops*:

- a. Bangkitkan *np neighbor points*
- b. Mendapatkan nilai-nilai *cost function* dari *drops* dan *neighbor points*-nya.
- c. Jika ada *dominant neighbor points* kemudian ubah posisi saat ini dari *drop* ke titik tersebut. Jika tidak, terapkan *explosion process* untuk *drop* tersebut.
- d. Jika tidak ada *dominant neighbor points* setelah *Ne* kali *explosion*, atur status dari *drop* menjadi *Inactive*.
7. Buat sebuah *merit order list* dan menghapus sejumlah *drops* tertentu dengan peringkat rendah atau menetapkan *Ne* yang lebih tinggi untuk *drops* peringkat tinggi.
8. Atur Iterasi = Iterasi + 1;
9. Jika ada *Active raindrop* dan iterasi belum mencapai jumlah maksimum yang diperbolehkan, kembali ke langkah 6.
10. Hitung nilai *cost function* dari semua *raindrops*.
11. Cari *raindrop* dengan *cost function* minimum.
12. Cetak posisi *raindrop* dan *cost* sebagai solusi optimal.
13. *End*

2.7.3 Particle Swam Optimization (PSO)

Particle Swarm Optimization (PSO) adalah sebuah metode optimisasi yang menggunakan prinsip komputasi pada evolusi yang dikembangkan oleh Kennedy dan Eberhart pada tahun 1995. Konsep pada PSO adalah filosofi dari sekelompok partikel yang membentuk populasi yang sering dideskripsikan sebagai populasi burung. Diagram alir dari metode *Particle Swarm Optimization (PSO)* adalah sebagai berikut [17].



Gambar 2.6 Diagram alir *Particle Swarm Optimization* [17]
 Tahapan dari metode PSO ini adalah sebagai berikut:

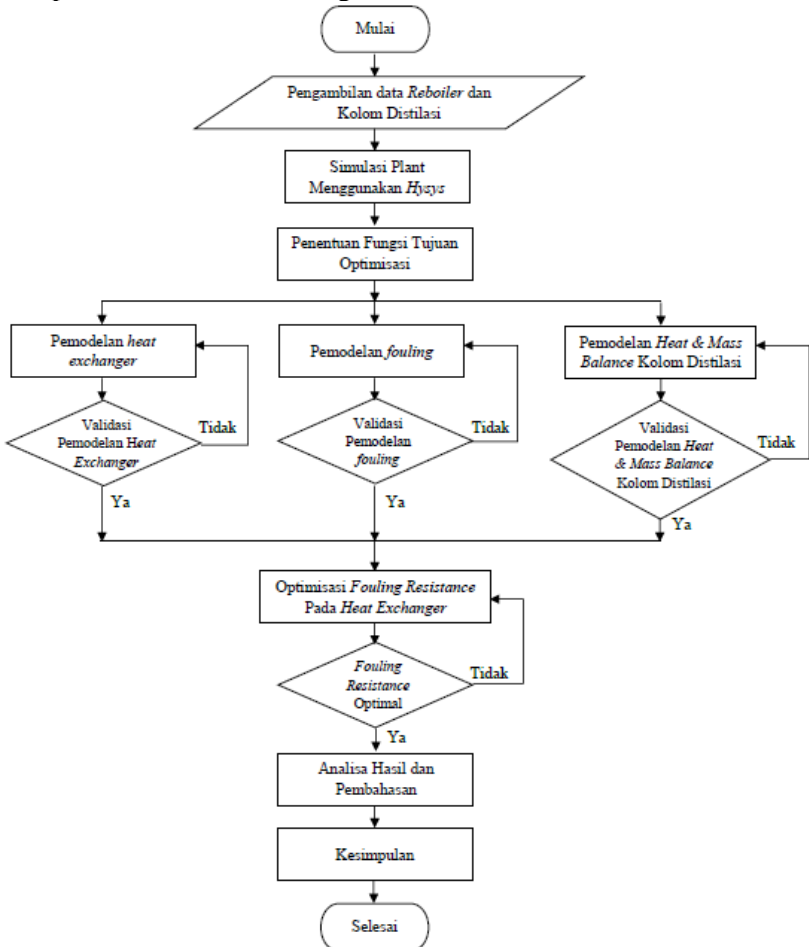
1. *Start*
2. Menentukan nilai parameter c_1 , c_2 , jumlah populasi ($nPop$) dan jumlah iterasi ($nIter$)
3. Menentukan letak partikel dan *velocity*
4. Menghitung nilai *fitness*
5. Memperbarui nilai Pbest dan Gbest
6. Memperbarui posisi partikel dan *velocity*
7. Menghitung dan mengevaluasi nilai *fitness*
8. Kembali ke langkah 5 hingga konvergen yaitu sampai iterasi 200
9. Selesai

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Pada penelitian tugas akhir ini dirancang dengan beberapa tahapan yang digambarkan dirancang dengan beberapa tahapan yang digambarkan pada diagram alir dibawah ini. Tahapan-tahapan tersebut adalah sebagai berikut:



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.1 Pengambilan Data Desain *Reboiler* dan Kolom Distilasi

Pada tahapan ini merupakan langkah pertama dalam suatu penelitian. Pengumpulan data dilakukan dengan mengumpulkan data desain dan data saat kondisi operasi pada *reboiler* dan kolom distilasi. Berikut adalah data desain dan data saat kondisi operasi yang dibutuhkan:

- a. Data Desain
- b. Data *properties* fluida pada sisi *shell* dan *tube reboiler*
 - Density fluida pada sisi *shell* dan *tube*
 - Viskositas fluida pada sisi *shell* dan *tube*
 - Panas spesifik fluida pada sisi *shell* dan *tube*
 - Konduktivitas Thermal pada sisi *shell* dan *tube*
- c. Data *properties* fluida pada proses kolom distilasi
- d. Data pada saat kondisi operasi
 - *Mass Flowrate*
 - *Temperature*

3.2 Pemodelan Fungsi Tujuan Optimisasi

Pada tahap ini, dilakukan penentuan fungsi tujuan optimisasi. Fungsi tujuan merepresentasikan tujuan dilakukannya optimisasi sehingga diperoleh nilai yang optimal. Fungsi tujuan pada optimisasi ini adalah *fouling resistance* yang minimal pada *shell and tube heat exchanger*. Variabel yang dioptimisasi adalah diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o), dan jumlah *baffle* (N_b), dengan konstrain adalah *heat duty* dan *pressure drop*.

3.3 Simulasi *Plant* Menggunakan Hysys

Pada tahapan ini dilakukan simulasi *Plant* menggunakan *software* Hysys. Hysys hanyalah sebagai *tools* membantu untuk mengetahui kondisi aktual dari *Plant* kolom distilasi dengan *reboiler*. Simulasi dilakukan dengan melakukan variasi perbedaan *feed (flow rate)* yang masuk ke dalam kolom distilasi. Variasi *feed* yang diberikan dibagi menjadi tiga kondisi, yaitu kondisi maksimum, normal, dan minimum. Variasi *feed* yang berbeda ini memberikan perbedaan efek pada perbedaan nilai beban panas yang diberikan oleh *reboiler* akibat *feed* dari kolom distilasi.

Sehingga diperoleh nilai beban panas (Q) pada kondisi maksimum, normal, dan minimum. Beban panas ini akan dibandingkan dengan *fouling* yang akan terjadi pada *reboiler*.

3.4 Pemodelan *Reboiler Exchanger*

Tahapan berikutnya setelah mendapatkan data-data yang dibutuhkan dalam tugas akhir ini, maka dilakukan pemodelan *reboiler*. Pemodelan *reboiler* bertujuan agar perhitungan kinerja *reboiler* pada saat kondisi operasi mendekati kinerja *reboiler* pada kondisi yang sesungguhnya. Pada tugas akhir pemodelan *reboiler* menggunakan persamaan matematis yang ada pada sisi *shell* dan *tube* dikarenakan tipe *exchanger* yang digunakan adalah *shell and tube heat exchanger* (STHE). Adapun persamaan pemodelan *heat exchanger*, sebagai berikut.

3.4.1 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi *Shell*

Pada perhitungan koefisien perpindahan panas pada sisi *shell heat exchanger* menggunakan metode *Bell-Delaware Method*. Berikut adalah langkah-langkah perhitungannya.

a. *Shell side parameter*

Pada tipe *heat exchanger* yang menggunakan jenis *baffle* yang berupa *segmental baffle* maka pemodelan yang digunakan yaitu sebagai berikut.

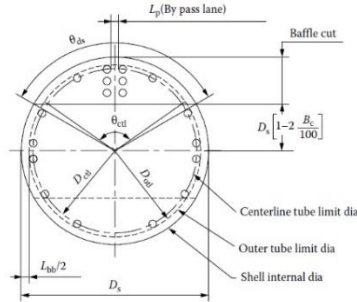
Perhitungan *clearance* antara *bundle* dan *shell* (L_{bb}) digunakan persamaan di bawah ini [7]:

$$L_{bb} = \frac{(12 + 0,005 D_s)}{1000} \quad (3.1)$$

Dimana

L_{bb} = Clearance antara *bundle* dan *shell* (m)

D_s = Diameter dalam *shell* (m)



Gambar 3.2 Geometri *basic segmental baffle* [7]

Nilai diameter *tube bank outer* (D_{otl}) dapat dicari dengan persamaan di bawah ini[7]:

$$D_{otl} = D_s - L_{bb} \quad (3.2)$$

Dimana,

D_{otl} = Diameter *tube bank outer* (m)

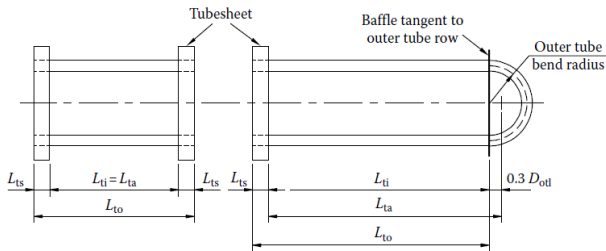
Diameter *bundle* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan di bawah ini[7]:

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_o \quad (3.3)$$

Dimana,

D_{ctl} = Diameter *bundle* (m)

d_o = Diameter luar *tube* (m)



Gambar 3.3 Definisi panjang *tube* pada *STHE* [7]

Menentukan nilai L_{ti} dan L_{ta} dapat digunakan persamaan di bawah ini [7]:

$$L_{ti} = ((N_b - 1)L_{bc}) + L_{bi} + L_{bo} \quad (3.4)$$

$$L_{ta} = L_{ti} + 0,3 D_{otl} \quad (3.5)$$

Dimana,

N_b = Jumlah *baffle*

L_{bc} = Jarak antar *baffle* (m)

L_{bi} = Jarak *baffle inlet* (m)

L_{bo} = Jarak *baffle outlet* (m)

Hubungan antara jarak antar *baffle* (L_{bc}) dengan L_{ta} dapat diketahui dengan persamaan berikut[7]:

$$L_{bc} = \frac{L_{ta}}{N_b + 1} \quad (3.6)$$

Sudut kemiringan pada *baffle cut* adalah sudut pada pusat perpotongan antara *baffle cut* dan *inner shell*, seperti pada Gambar 3.2. Sudut kemiringan pada *baffle cut* (θ_{ds}) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut [7]:

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) \quad (3.7)$$

Dimana,

θ_{ds} = Sudut kemiringan pada *baffle cut* (rad)

B_c = *Baffle cut* (%)

Persamaan sudut kemiringan bagian atas pada *baffle cut* [7]:

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) \right] \quad (3.8)$$

Dimana,

θ_{ctl} = Sudut kemiringan bagian atas pada *baffle cut* (rad)

Persamaan untuk luas aliran *crossflow* pada sisi *shell* dapat ditentukan sebagai berikut [7]:

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} (L_{tp} - d_o) \right] \quad (3.9)$$

Dimana,

S_m = Luas aliran *crossflow* pada sisi *shell* (m²)

$L_{tp,eff}$ = Jarak efektif antar *tube* (m)

Jika *tube layout* yang dipilih 30° dan 90° ($\theta_{tp} = 30^\circ$ atau 90°) maka, $L_{tp,eff}$ sama dengan panjang antar *tube* atau *tube pitch* ($L_{tp,eff} = L_{tp}$). Ketika *tube layout* yang digunakan adalah 45° ($\theta_{tp} = 45^\circ$) maka $L_{tp,eff}$ sama dengan $0,707 L_{tp}$ ($L_{tp,eff} = 0,77 L_{tp}$).

Persamaan untuk sudut kemiringan bagian atas pada *baffle cut* dapat digunakan untuk menentukan nilai fraksi *tube* pada jendela *baffle* dan pada pure *crossflow* sebagai berikut [7]:

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \quad (3.10)$$

Dimana,

F_w = Nilai fraksi *tube* pada jendela *baffle* [7]:

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (3.11)$$

Dimana,

F_c = Nilai fraksi *tube* pada pure *crossflow*

Persamaan jumlah efektif *tube rows* pada *crossflow* [7]:

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left[1 - \frac{2 B_c}{100} \right] \quad (3.12)$$

Dimana,

N_{tcc} = Jumlah efektif *tube rows* pada *crossflow*

L_{pp} = Jarak efektif antar *tube row* (m), L_{pp} dapat dilihat pada gambar *tube layout basic parameters*.

Untuk mencari luas *bundle* ke *shell* dapat dihitung dengan persamaan berikut [7]

$$S_b = L_{bc} (D_s - D_{otl} + L_{pl}) \quad (3.13)$$

Dimana,

S_b = Luas *bundle* ke *shell* (m²)

L_{pl} = Lebar *tube* dan partisi diantara *tube wall* (m)

Untuk standar dalam perhitungan, nilai $L_{pl} = 0$

Persamaan rasio antara luas area *by pass* dengan luas *crossflow* keseluruhan [7]:

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (3.14)$$

Dimana,

F_{sbp} = Perbandingan antara luas area *by pass* dengan luas *crossflow* keseluruhan

Diameter *clearance* antara diameter *shell* dengan diameter *baffle* dapat dicari dengan persamaan berikut [7]:

$$L_{sb} = \frac{3,1+0,004 D_s}{1000} \quad (3.15)$$

Dimana,

L_{sb} = Diameter *clearance* antara diameter *shell* dengan diameter *baffle* (m)

Persamaan luas kebocoran *shell* ke *baffle* dengan *circle segment* pada *baffle* [7]:

$$S_{sb} = \pi D_s \frac{L_{sb}}{2} \left(\frac{2\pi - 2\theta_{ds}}{2\pi} \right) \quad (3.16)$$

Dimana,

S_{sb} = Luas kebocoran *shell* ke *baffle* (m²)

Persamaan luas kebocoran *tube* ke *baffle* [7]:

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(d_o + L_{tb})^2 - d_o^2] N_t (1 - F_w) \quad (3.17)$$

Dimana,

S_{tb} = Luas kebocoran *tube* ke *baffle* (m²)

L_{tb} = Diameter *clearance* antara diameter luar *tube* dengan lubang *baffle* (m)

Berdasarkan TEMA standar, merekomendasikan bahwa *clearance* sebagai fungsi diameter *tube* dan jarak *baffle* dengan nilai 0,0008 (m) atau 0,0004 (m) [12].

b. Shell side Heat Transfer and Pressure Drop Correction Factor

Selanjutnya untuk menghitung koefisien perpindahan panas pada *shell*, maka diperlukan perhitungan faktor-faktor koreksi pada sisi *shell*.

Persamaan nilai koefisien perpindahan panas pada *shell* [7]:

$$h_s = h_i J_c J_l J_b J_s J_r \quad (3.18)$$

Dimana,

h_s = Koefisien perpindahan panas pada *shell* (W/ m² °C)

Perhitungan faktor-faktor koreksi tersebut menggunakan persamaan di bawah ini [7]:

- Faktor koreksi J_c dengan menggunakan persamaan berikut

$$J_c = 0,55 + 0,72 F_c \quad (3.19)$$

Dimana,

J_c = Faktor koreksi pada *baffle cut* dan jarak antar *baffle*

- Faktor koreksi J_l dengan menggunakan persamaan berikut

$$J_l = 0,44(1 - r_s) + [1 - 0,44(1 - r_s)]e^{-2,2r_{lm}} \quad (3.20)$$

Dengan nilai r_s dan r_{lm}

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (3.21)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (3.22)$$

Dimana,

J_l = Faktor koreksi akibat efek kebocoran *baffle* antara *shell* ke *baffle* dan *tube* ke *baffle*

r_s dan r_{lm} = Parameter korelasi

- Faktor koreksi J_b dengan menggunakan persamaan berikut

$$J_b = \exp\{-C_{bh} F_{sbp}[1 - 2r_s]\} \quad (3.23)$$

Dimana,

J_b = Faktor koreksi pada *bundle by pass flow*

C_{bh} = 1,25 pada kondisi aliran pada *shell* laminar ($Re_s \leq 100$)

C_{bh} = 1,35 pada kondisi aliran turbulen ($Re_s \geq 100$)

- Faktor koreksi J_r dengan menggunakan persamaan berikut

Ketika aliran laminar $Re_s < 20$, maka persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} \quad (3.24)$$

Pada persamaan di atas digunakan persamaan berikut ini

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw})(N_b + 1) \quad (3.25)$$

Dimana,

J_r = Faktor koreksi yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar

N_c = Jumlah total *tube rows* pada *heat exchanger*

Ketika Re_s berada pada $20 \leq Re_s \leq 100$ untuk mencari nilai koreksinya menggunakan persamaan sebagai berikut [7]:

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} + \left(\frac{20 - Re_s}{80} \right) \left(\frac{1,51}{N_c^{0,18}} - 1 \right) \quad (3.26)$$

Dan ketika kondisi aliran pada *shell* turbulen ($Re_s \geq 100$), maka faktor koreksinya bernilai satu ($J_r = 1$) [7]

- Faktor koreksi J_s dengan menggunakan persamaan berikut [7]:

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_i^*)^{1-n} + (L_o^*)^{1-n}}{(N_b - 1) + (L_i^* - 1) + (L_o^* - 1)} \quad (3.27)$$

$$L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \quad (3.28)$$

$$L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \quad (3.29)$$

Dimana,

J_s = Faktor koreksi untuk variabel jarak *baffle inlet* dan *outlet*

L_i^* = Perbandingan jarak *baffle inlet* dengan jarak *baffle* dalam *shell* (m)

L_o^* = Perbandingan antara jarak *baffle outlet* dengan jarak *baffle* dalam *shell* (m)

Ketika parameter n ketika alirannya turbulen $n=0,6$ dan aliran laminar $n=1$

Persamaan kecepatan massa dan bilangan *Reynold* pada sisi *shell* adalah sebagai berikut [7]:

$$G_s = \frac{m_s}{s_m} \quad (3.30)$$

$$Re_s = \frac{G_s d_o}{\mu_s} \quad (3.31)$$

Dimana,

G_s = Kecepatan aliran massa pada *shell* (kg/ s m²)

m_s = Aliran massa pada *shell* (kg/s)

μ_s = Viskositas fluida pada *shell* (kg/m s)

Re_s = Bilangan *Reynold shell*

Persamaan nilai *Prandtl* pada *shell* [7]:

$$Pr_s = \frac{\mu_s C_{ps}}{k_s} \quad (3.32)$$

Dimana,

Pr_s = Nilai *Prandtl*

C_{ps} = Kapasitas panas spesifik pada *shell* (J/kg °C)

K_s = Konduktifitas termal pada *shell* (W/ m °C)

μ_s = Viskositas fluida pada *shell* (kg/m s)

Pada sisi *shell* dapat dihitung nilai perpindahan panas ideal dengan persamaan [7]:

$$h_i = \frac{j_i C_{ps} G_s (\phi_s)^n}{Pr_s^{\frac{2}{3}}} \quad (3.33)$$

Dengan j_i sebagai parameter ideal *Colburn* dengan persamaan sebagai berikut [7]:

$$j_i = 1,73 Re_s^{-0,694} \text{ ketika } 1 \leq Re_s \leq 100$$

$$j_i = 0,717 Re_s^{-0,574} \text{ ketika } 100 \leq Re_s \leq 1000$$

$$j_i = 0,236 Re_s^{0,346} \text{ ketika } 1000 \leq Re_s$$

Untuk mencari nilai parameter ideal *Colburn* (ϕ_s^n) [7],

$$(\phi_s)^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}} \right)^{0,14} \quad (3.34)$$

Dimana,

h_i = Koefisien perpindahan panas ideal pada sisi *shell* (W/ m² °C)

j_i = Parameter ideal *Colburn*

μ_{sw} = Viskositas fluida pada *temperature wall* sisi *shell* (kg/ms)

3.4.2 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi Tube

Pada perhitungan koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* menggunakan metode dari *Bell-Delaware Method*. Berikut adalah persamaan-persamaan untuk menentukan nilai koefisien perpindahan panas pada *tube*.

Luas permukaan *tube* dapat dihitung dengan persamaan berikut [13]:

$$A_t = \frac{\pi d_i^2 N_t}{4} \quad (3.35)$$

$$d_i = d_o - 2 t_w \quad (3.36)$$

Dimana,

A_t = Luas permukaan *tube* (m²)

d_i = Diameter dalam *tube* (m)

N_t = Jumlah *tube*

t_w = Ketebalan *tube* (m)

Kecepatan aliran massa pada *tube* dihitung dengan persamaan berikut [13]

$$G_t = \frac{m_t N_p}{A_t} \quad (3.37)$$

Dimana,

G_t = Kecepatan aliran massa pada *tube* (kg/ s m²)

m_t = Massa aliran pada *tube* (kg/s)

N_p = Jumlah *tube pass*

Persamaan untuk menentukan nilai *Reynold* pada sisi *tube* adalah sebagai berikut[13]

$$Re_t = \frac{G_t d_i}{\mu_t} \quad (3.38)$$

Dimana

Re_t = Bilangan *Reynold*

μ_t = Viskositas fluida pada *tube* (kg/m s)

Nilai *Prandtl* pada *tube* dapat dihitung dengan persamaan berikut [13]

$$Pr_t = \frac{C_{pt} \mu_t}{K_t} \quad (3.39)$$

Dimana,

C_{pt} = Kapasitas panas spesifik pada *tube* (J/kg °C)

K_t = Konduktivitas termal pada *tube* (W/ m °C)

Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* dapat dihitung dengan persamaan *CollBurn* [13]

$$h_t = 0,023 Re_t^{0,8} Pr_t^{0,4} \left(\frac{K_t}{d_i} \right) \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (3.40)$$

Dimana,

h_t = Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* (w/m² °C)

3.4.3 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Pada perhitungan koefisien perpindahan panas keseluruhan dapat dicari dengan persamaan berikut

$$U_c = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_s} + \frac{d_o}{h_t d_i} \right) + cond} \quad (3.41)$$

$$cond = \frac{d_o \left(\ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \right)}{2 K_{cs}} \quad (3.42)$$

Dimana,

U_c = Koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi bersih (w/m² °C)

Cond = Perpindahan panas konduksi (m² °C /W)

K_{cs} = konduktifitas termal material *tube* (W/ m °C)

Persamaan nilai *heat duty* [13]

$$Q = U LMTD_{corr} \cdot A_o \quad (3.43)$$

Dimana,

U = Koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/ m² °C)

$LMTD_{corr.}$ = Log Mean Temperature Difference corrected ($^{\circ}\text{C}$)
 A_o = Luas permukaan perpindahan panas (m^2)

Log Mean Temperature Difference corrected ($LMTD_{corr.}$) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut [13].

$$LMTD_{corr.} = LMTD \cdot F \quad (3.44)$$

Dimana,

$LMTD$ = Log Mean Temperature Difference ($^{\circ}\text{C}$)

F = Faktor koreksi

Log Mean Temperature Difference ($LMTD$) merupakan rata-rata perbedaan temperatur antara fluida panas dan fluida dingin. $LMTD$ dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut [13]

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)} \quad (3.45)$$

Faktor koreksi (F) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut [13]

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln(1 - S) / (1 - RS)}{(R - 1) \ln \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}} \quad (3.46)$$

Dengan nilai R didapatkan dari persamaan berikut [13]

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (3.47)$$

dan nilai S [13]

$$S = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (3.48)$$

Dimana,

R, S = Faktor efisiensi temperatur

Luas permukaan perpindahan panas dapat dihitung dengan persamaan berikut [13]

$$A_o = \frac{22}{7} d_o L_{ti} N_t N_s \quad (3.49)$$

Berdasarkan persamaan-persamaan di atas, maka dapat ditentukan koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi aktual dengan menggunakan persamaan berikut [13]

$$U_a = \frac{Q}{LMTD_{corr.} A_o} \quad (3.50)$$

Dimana

U_a = Koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi aktual ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

Sedangkan koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi terjadi *fouling* dapat dihitung dengan persamaan berikut [13]:

$$\frac{1}{U_f} = \frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o R_{f,i}}{d_i} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 K_w} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \quad (3.51)$$

Dimana

U_f = koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi terjadi *fouling* ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

d_o = Diameter luar *tube* (m)

d_i = Diameter dalam *tube* (m)

$R_{f,i}$ = Resistansi *fouling* pada *tube* ($m^2 \text{ } ^\circ C / W$)

$R_{f,o}$ = Resistansi *fouling* pada *shell* ($m^2 \text{ } ^\circ C / W$)

h_i = Koefisien perpindahan panas pada *tube* ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

h_o = Koefisien perpindahan panas pada *shell* ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

K_w = Konduktifitas termal material *tube* ($W/m \text{ } ^\circ C$)

3.4.4 Perhitungan Pressure Drop

Pada perhitungan *Pressure drop* pada sisi *tube* dengan menggunakan *Pethukov and Popov's Methods* [13]

$$\Delta P_t = \left[2 x f \frac{L x Np}{d_i} + 2 x Np \right] x \rho_t x V^2 \quad (3.52)$$

$$f = (1,58 \ln Re_t - 3,28)^2 \quad (3.53)$$

Dimana,

ΔP_t = *Pressure drop* sisi *tube* (kg/cm^2)

f = Faktor friksi

L = Panjang *tube* (m)

ρ_t = Kalor jenis pada *tube* (kg/m^3)

V = Kecepatan fluida (m/s)

Pada perhitungan *pressure drop* pada sisi *shell* dengan menggunakan *Bell Delaware's Methods* [13]

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N_b + 1)}{\rho_s d_o \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0,14}} \quad (3.54)$$

$$f = e^{0,576 - 0,19 \ln Re_s} \quad (3.55)$$

Dimana,

ΔP_s = *Pressure drop* sisi *shell* (kg/cm²)

f = Faktor friksi

ρ_s = Kalor jenis pada *shell* (kg/m³)

3.5 Pemodelan Fouling

Untuk menghitung nilai *fouling* pada sisi *shell* dan *tube* menggunakan persamaan dari Polley Model sebagai berikut [15]:

$$\frac{dR_f}{dt} = \alpha Re^{-0,8} Pr^{-\frac{1}{3}} \exp\left(-\frac{E_a}{RT_w}\right) - \gamma Re^{0,8} \quad (3.56)$$

Dimana,

$\frac{dR_f}{dt}$ = Resistansi *fouling* (m² K/J)

T_w = Temperatur *tube wall* (K)

α = 277,8 m²K/J

E_a = 48 KJ/mol

γ = 4,17 · 10⁻¹³ m²K/J

R = 0,008314 kJ/mol K

Temperatur *tube wall* ditentukan dengan persamaan berikut [13]

$$T_w = T_{t,av} + \frac{T_{s,av} - T_{t,av}}{1 + \frac{h_t}{h_s}} \quad (3.57)$$

Dimana,

$T_{t,av}$ = Temperatur rata-rata pada *tube* (°C)

$T_{s,av}$ = Temperatur rata-rata pada *shell* (°C)

3.6 Pemodelan *Heat & Mass Balance*

Pemodelan pada *heat & mass balance* berdasarkan model *lumped parameter* dengan tidak ada panas yang hilang seperti pada persamaan berikut

$$Q_c = Q_h \quad (3.58)$$

Dimana,

Q_c = Panas yang berasal dari fluida dingin (W)

Q_h = Panas yang berasal dari fluida panas (W)

Persamaan untuk menentukan panas yang berasal dari fluida dingin dan dipindahkan ke fluida panas yaitu [13]:

$$Q_c = m_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3.59)$$

Dimana,

m_c = Laju aliran massa fluida dingin (kg/s)

$C_{p,c}$ = Kalor jenis fluida dingin (J/ kg °C)

$T_{c,i}$ = Temperatur masuk fluida dingin (°C)

$T_{c,o}$ = Temperatur keluar fluida dingin (°C)

Persamaan untuk menentukan panas yang berasal dari fluida panas dan dipindahkan ke fluida dingin adalah [13]:

$$Q_h = m_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (3.60)$$

Dimana,

m_h = Laju aliran massa fluida panas (kg/s)

$C_{p,h}$ = Kalor jenis fluida panas (J/ kg °C)

$T_{h,i}$ = Temperatur masuk fluida panas (°C)

$T_{h,o}$ = Temperatur keluar fluida panas (°C)

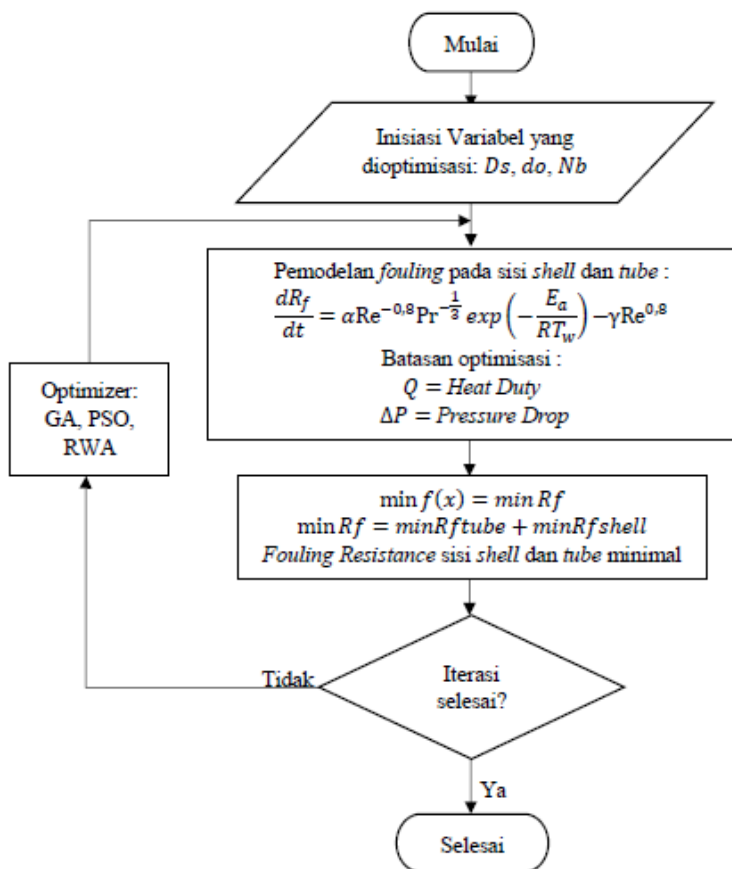
3.7 Validasi Pemodelan

Pada tahap ini dilakukan pengujian validitas dari permodelan yang telah dilakukan. Validasi dilakukan untuk mengetahui

perbandingan dari hasil permodelan *heat exchanger* dengan data desain atau *data sheet*. Data desain dan *data sheet* diasumsikan sebagai data yang valid yang digunakan sebagai pedoman. Validasi dikatakan benar apabila perbedaan nilai antara permodelan dengan data desain kurang lebih sama. Ketika hasil validasi mempunyai selisih yang besar maka perlu adanya peninjauan kembali untuk permodelan *heat exchanger* yang telah dilakukan.

3.8 Optimisasi *Fouling Resistance* dengan Menggunakan Metode Stokastik

Pada tahap ini dilakukan optimisasi desain *reboiler* yang optimal. Fungsi tujuan optimisasi adalah *fouling resistance* yang minimal pada tiga kondisi *feed* yang masuk dalam *reboiler* yaitu maksimum, normal, dan minimum. Variabel yang dioptimisasi adalah diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o), dan jumlah *baffle* (N_b), dengan konstrain adalah *heat duty* dan *pressure drop*. Optimisasi dilakukan dengan menggunakan beberapa metode stokastik yakni *Genetic Algorithm (GA)*, *Rain Water Algorithm (RWA)*, dan *Particle Swam Optimization (PSO)*. Berikut adalah *flow chart* optimisasi yang dilakukan.



Gambar 3.4 Diagram Optimisasi *Fouling Resistance*

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Pemodelan *Reboiler* dan *Fouling Resistance*

Pada proses desain *reboiler* dengan tipe *shell and tube heat exchanger* (STHE) membutuhkan pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance*. Pemodelan ini bertujuan untuk mendapatkan nilai koefisien perpindahan panas baik dari sisi *shell* (h_s) maupun *tube* (h_t), koefisien perpindahan panas keseluruhan dalam kondisi *fouling* (U_f), *heat duty* (Q), *pressure drop* di sisi *shell* (Δp_s) dan di sisi *tube* (Δp_t), *fouling resistance* di sisi *shell* (R_{fs}) dan di sisi *tube* (R_{ft}). Formula perhitungan pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance* menggunakan persamaan yang telah dibahas pada bab 2 dan bab 3.

Pemodelan *reboiler* tersebut membutuhkan spesifikasi dari *reboiler*. Spesifikasi tersebut merupakan input yang akan digunakan untuk pemodelan *reboiler* dan dapat digunakan sebagai variabel dalam proses optimisasi. Spesifikasi yang dibutuhkan diantaranya adalah dimensi *reboiler*, kondisi operasi dan *properties* fluida yang disajikan dalam Tabel 4.1.

Properties fluida mempengaruhi proses pembentukan *fouling* pada *reboiler*. Proses desain *reboiler* juga memerlukan data *properties* fluida sehingga dapat ditentukan geometri yang optimal sesuai dengan fluida yang mengalir pada sisi *shell* dan *tube*. Fluida yang memiliki kecepatan tinggi dapat memperlambat proses terbentuknya *fouling*.

Pada saat mendesain kolom kondisi *feed* (*flow rate*) dan (*reflux ratio*) adalah tetap. Namun, kondisi aktual saat operasi kemungkinan terjadi perubahan *flow rate* pada *feed*. Sehingga massa, komposisi, dan *reflux feed* juga berubah untuk menjaga hasil dari produk distilatnya. Perubahan ini akan merubah beban panas yang harus diberikan oleh *reboiler*. Beban panas *reboiler* yang berfluktuasi juga akan merubah laju aliran massa yang masuk ke *reboiler*. Efek yang terjadi akibat perubahan laju aliran massa adalah perubahan *velocity* fluida yang dapat menurunkan atau menaikkan *reynold number* yang dapat menyebabkan *fouling*.

Tabel 4.1 *Properties fluida pada reboiler tipe shell and tube heat exchanger*

	<i>Shell (cold side)</i>		<i>Tube (hot side)</i>	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Fluida	<i>Hydrocarbon</i>		<i>Heavy Cycle Oil</i>	
Aliran Masa (kg/s)	233.114	233.114	212.415	212.415
Temperatur (°C)	185.0	202.0	289.0	232.0
Massa jenis (kg/m ³)	566.40	520.733	834.70	875.60
Viskositas (kg/ m s)	0.00015	0.000083	0.000382	0.000575
Kalor jenis (kcal/kg °C)	0.790	0.863000	0.560	0.510
Konduktivitas termal (kcal/s m °C)	0.0000251	0.000023	0.0000216	0.0000235
kecepatan (m/s)			1.78	
pressure drop (kg/cm ²)	2.64		0.731	

Apabila data yang dibutuhkan telah lengkap, kemudian dilakukan pemodelan *reboiler* dan *fouling resistance*. Persamaan pemodelan *reboiler* pada bab 2 dan bab 3 disesuaikan dengan jenis dan spesifikasi *reboiler* yang telah ditentukan sebelumnya. Hasil pemodelan yang telah dihitung kemudian dibandingkan dengan data desain atau data pada *sheet reboiler*. Berikut adalah hasil pemodelan *reboiler* dan *fouling resistance* dibandingkan dengan data desain *reboiler*.

Tabel 4.2 Hasil pemodelan *reboiler* dan *fouling resistance*

Variabel	Satuan	Desain	Kalkulasi	Variasi
h_s	W/m ² °C	1860.719	1905.391	2.4%
h_t	W/m ² °C	2158.528	2163.237	0%
U_f	W/m ² °C	465.235	463.867	0%
A_o	m ²	633.180	633.217	0%
Q	MW	18.903	18.852	0%
Δp_s	Psi	37.550	37.418	0%
Δp_t	Psi	10.397	10.410	0%
R_{fs}	m ² °C/W	0.0003442	0.0003443	0%
R_{ft}	m ² °C/W	0.0003442	0.0003442	0%

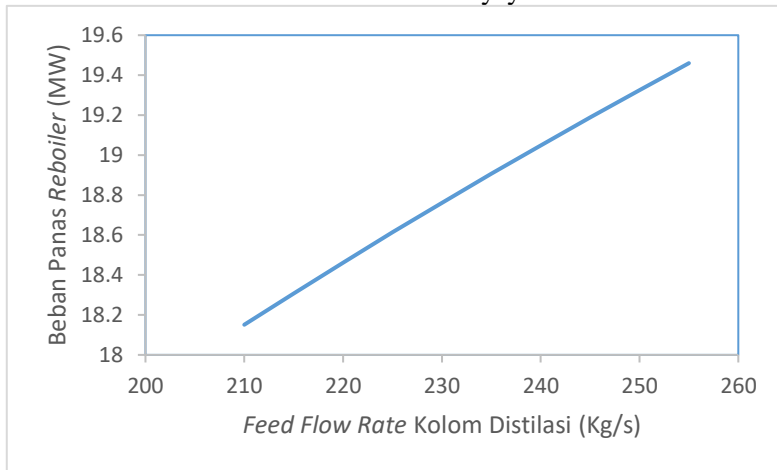
Tabel 4.2 merupakan hasil pemodelan *reboiler* dan *fouling resistance* yang telah dibandingkan dengan data desain *reboiler*. Variasi merupakan prosentase selisih antara hasil pemodelan dengan data desain *reboiler*, sehingga dapat diketahui seberapa *valid* hasil pemodelan yang telah dihitung. Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* (h_s) memiliki variasi sebesar 2.4% hal ini dipengaruhi oleh faktor koreksi di sisi *shell*.

4.2 Pengaruh Perubahan *Feed Flow Rate* pada Kolom Distilasi

Pada saat mendesain kolom ada beberapa parameter yang harus diperhatikan. Saat mendesain kolom kondisi *feed* (*flow rate*) masukan (*reflux ratio*) adalah tetap. Namun, kondisi aktual saat operasi kemungkinan terjadi perubahan *flow rate* pada *feed*. Sehingga massa, komposisi, dan *reflux feed* juga berubah untuk menjaga hasil dari produk distilatnya. Perubahan ini akan merubah beban panas yang harus diberikan oleh *reboiler*. Beban panas *reboiler* yang berfluktuasi juga akan merubah laju aliran massa yang masuk ke *reboiler*. Efek yang terjadi akibat perubahan laju aliran massa adalah perubahan *velocity* fluida yang dapat

menurunkan atau menaikkan *reynold number* yang dapat menyebabkan *fouling*.

Perubahan *feed flow rate* yang masuk *reboiler* akibat perubahan *feed flow rate* yang masuk ke dalam kolom distilasi dapat disimulasikan dengan Hysys. Simulasi Hysys berfungsi sebagai *tools* pembantu untuk mengetahui kondisi aktual dari *plant* kolom distilasi dengan *reboiler*. Simulasi diberikan dengan mengubah nilai *feed flow rate* yang masuk ke dalam kolom distilasi. Berikut adalah hasil simulasi Hysys.

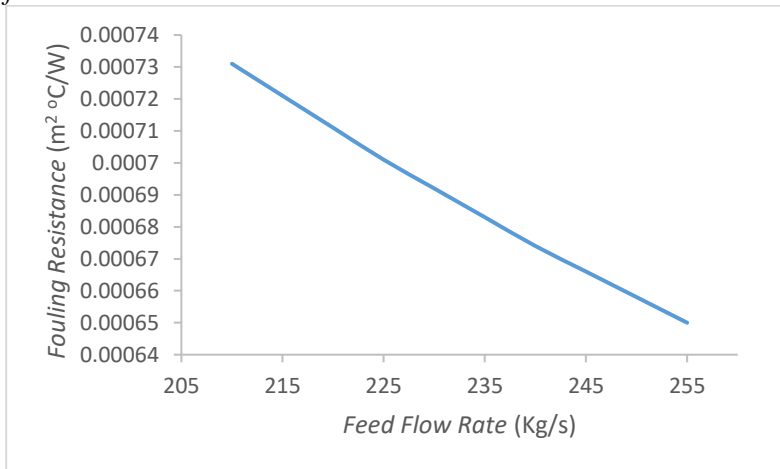


Gambar 4.1 Pengaruh besar *feed flow rate* kolom distilasi terhadap beban panas *reboiler*

Pada Gambar 4.1 menunjukkan semakin besar *feed flow rate* kolom distilasi maka akan semakin besar pula beban panas yang akan diterima *reboiler*. Hal ini dikarenakan *reflux ratio* yang tetap mengakibatkan perubahan *feed reflux* yang masuk dan untuk menjaga suhu fluida mengakibatkan adanya perubahan laju aliran panas yang masuk ke *reboiler* baik sisi *shell* maupun sisi *tube*. Pengaruh perubahan laju aliran panas yang masuk ke *reboiler* ini akan berpengaruh pada besarnya nilai *fouling resistance*.

Hal ini dapat diamati dengan menghitung pemodelan *reboiler* dan *fouling resistance* yang memberikan variasi masukan *flow rate* pada kolom distilasi. Berikut adalah hasil perhitungan pemodelan

reboiler dan *fouling resistance* dengan perbedaan nilai pada *feed flow rate* kolom distilasi.



Gambar 4.2 Pengaruh besar *feed flow rate* kolom distilasi terhadap *fouling resistance*

Berdasarkan grafik diatas, menunjukkan bahwa semakin besar *feed flow rate* kolom distilasi, maka semakin rendah *fouling resistance*. Hal ini dikarenakan dengan kenaikan *feed flow rate* kolom distilasi maka akan meningkatkan *heat duty* yang akan diterima oleh *reboiler*. Beban panas yang meningkat juga memperbesar nilai *velocity fluida* yang melewati *reboiler* dengan luasan dan dimensi *reboiler* yang sedemikian rupa menyebabkan kenaikan *reynold number*. Peningkatan nilai *reynold number* mengakibatkan menurunnya *fouling resistance* dan begitu pula sebaliknya.

4.3 Perancangan dan Pengujian Optimisasi

Optimisasi adalah proses untuk memperoleh nilai yang optimal sesuai dengan fungsi tujuan. Proses optimisasi dilakukan dengan melalui beberapa tahap, diantaranya adalah menentukan fungsi tujuan optimisasi, menentukan variabel optimisasi, menentukan *properties* optimisasi dan melakukan optimisasi

sistem. Berikut adalah penjelasan lebih lanjut tentang proses optimisasi.

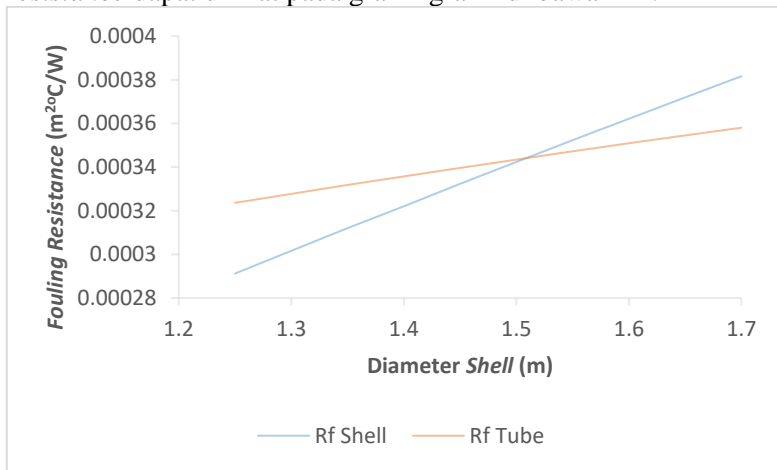
4.3.1 Penentuan Fungsi Tujuan

Fungsi tujuan optimisasi dalam tugas akhir ini sesuai dengan permasalahan yang diperoleh, maka fungsi tujuan optimisasi adalah *fouling resistance* yang minimal baik pada sisi *shell* maupun *tube*.

4.3.2 Penentuan Variabel yang Dioptimisasi

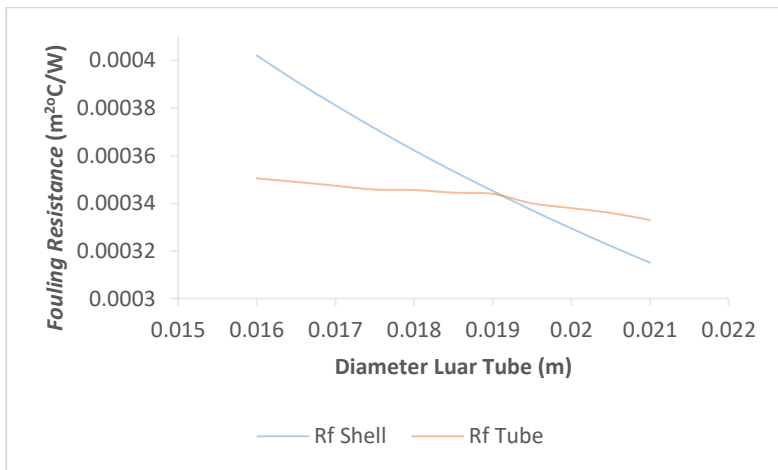
Variabel optimisasi dapat ditentukan dengan menentukan variabel yang mempengaruhi *fouling resistance*. Variabel tersebut perlu dipertimbangkan untuk mendapatkan *fouling resistance* yang minimal. Variabel-variabel tersebut diperoleh melalui proses pemodelan *reboiler* dan *fouling resistance*. Variabel-variabel yang mempengaruhi desain *reboiler* tipe *shell and tube heat exchanger* adalah diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o), dan jumlah *baffle* (N_b). Variabel-variabel tersebut dijadikan sebagai variabel yang akan dioptimisasi.

Pengaruh variabel yang dioptimisasi terhadap *fouling resistance* dapat dilihat pada grafik-grafik di bawah ini.



Gambar 4.3 Pengaruh diameter dalam *shell* terhadap *fouling resistance*

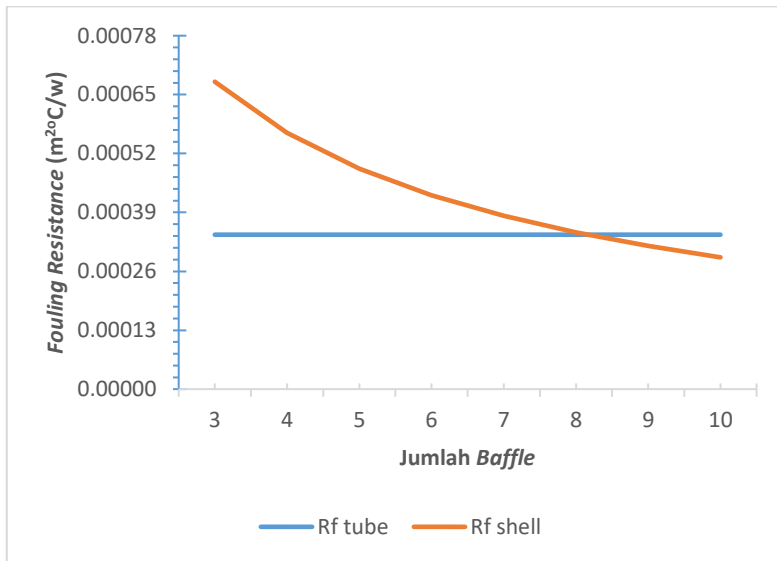
Pada Gambar 4.3 menunjukkan bahwa diameter dalam *shell* mempengaruhi *fouling resistance* di *shell* dan di *tube*. Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa *fouling resistance* akan semakin rendah dengan nilai diameter dalam *shell* yang semakin kecil. Diameter dalam *shell* menyebabkan perubahan pada luas permukaan baik di sisi *shell* maupun di sisi *tube*. Semakin kecil diameter dalam *shell* maka luas permukaan pada sisi *shell* dan *tube* akan semakin kecil juga, sehingga kecepatan aliran massa pada *shell* dan *tube* semakin tinggi. Hal ini akan menyebabkan, bilangan *Reynold* tinggi dan menyebabkan *fouling resistance* semakin rendah.



Gambar 4.4 Pengaruh diameter luar *tube* terhadap *fouling resistance*

Pada Gambar 4.4 menunjukkan bahwa diameter luar *tube* mempengaruhi *fouling resistance* di sisi *shell* dan *tube*. Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa semakin besar diameter luar *tube* maka *fouling resistance* akan semakin rendah. Hal ini dikarenakan diameter dalam *tube* memiliki pengaruh langsung pada bilangan *Reynold* baik di sisi *shell* maupun *tube*. Semakin besar diameter dalam *tube* menyebabkan bilangan *Reynold* juga akan semakin

besar. Dan membentuk aliran turbulen dengan kecepatan fluida yang tinggi. Persamaan *fouling* dengan menggunakan Polley Model bergantung pada perubahan bilangan *Reynold*, semakin besar bilangan *Reynold* maka *fouling resistance* akan semakin rendah. Hal ini berarti proses penggerusan *fouling* lebih cepat daripada proses pembentukannya.



Gambar 4.5 Pengaruh jumlah *baffle* terhadap *fouling resistance*

Pada Gambar 4.5 menunjukkan bahwa jumlah *baffle* hanya mempengaruhi *fouling resistance* pada sisi *shell* dan tidak mempengaruhi sisi *tube*. Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa semakin banyak jumlah *baffle* maka *fouling resistance* akan semakin rendah. Hal ini sesuai dengan fungsi *baffle* yakni sekat untuk mengatur aliran dalam *shell* agar terbentuk aliran turbulen. Aliran turbulen disebabkan karena jarak antar *baffle* yang semakin kecil sehingga luas permukaan pada *shell* menjadi semakin kecil. Ketika luas permukaan pada *shell* menjadi semakin kecil maka kecepatan aliran massa semakin tinggi dan bilangan *Reynold* juga

akan semakin tinggi sehingga *fouling resistance* akan semakin rendah.

4.3.3 Penentuan *Properties* pada Teknik Optimisasi

Pemilihan algoritma menjadi suatu hal yang harus dipertimbangkan dalam melakukan optimisasi. Pemilihan algoritma dapat ditentukan berdasarkan fungsi tujuan dan pemodelannya. Karena pemodelan *reboiler* pada optimisasi ini adalah non linier yang memiliki beberapa lokal optimum, maka teknik optimisasi membutuhkan algoritma yang dapat menemukan global optimum. Optimisasi dilakukan dengan menggunakan metode stokastik. Properti yang dibutuhkan dalam optimisasi diantaranya sebagai berikut:

a. Jumlah populasi

Jumlah populasi yang digunakan adalah 200.

b. Jumlah variabel yang dioptimisasi

Variabel yang mempengaruhi fungsi tujuan yakni diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o), dan jumlah *baffle* (N_b), maka jumlah variabel yang dioptimisasi adalah 3.

c. Batas atas dan batas bawah optimisasi

Batas atas dan batas bawah optimisasi digunakan sebagai jangkauan untuk mengacak nilai-nilai variabel optimisasi agar memenuhi fungsi tujuan. Batas atas dan batas bawah diperoleh berdasarkan standar TEMA yang disesuaikan dengan pemodelan *heat exchanger*. Batas atas dan batas bawah variabel optimisasi sebagai berikut :

- diameter dalam *shell* = 1,4 m – 1,7 m
- diameter luar *tube* = 0,0175 m – 0,0245 m
- jumlah *baffle* = 4 – 8

d. Iterasi

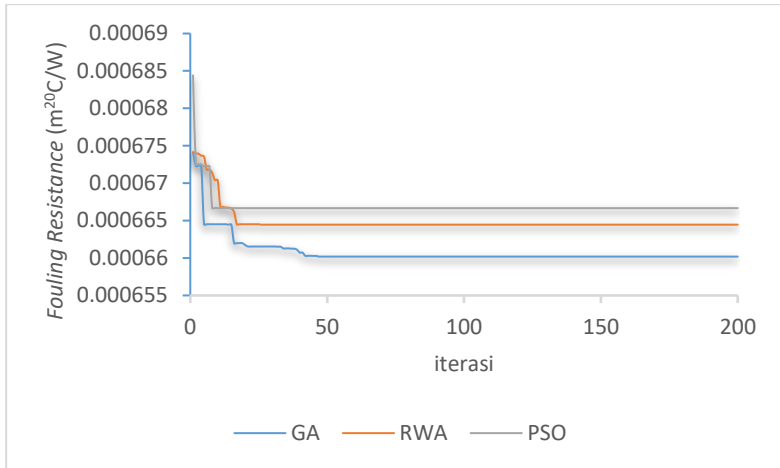
Iterasi digunakan untuk menentukan jumlah perputaran proses optimisasi. Pada tugas akhir ini digunakan 200 kali iterasi.

Hal ini ditentukan berdasarkan grafik hasil optimisasi pada *software* MATLAB yang telah menunjukkan nilai yang konstan pada iterasi ke 200. Apabila grafik telah konstan dan hasil optimisasi tidak berubah, maka iterasi telah selesai.

4.3.4 Optimisasi Fouling Resistance dan Desain pada *Reboiler*

Optimisasi *fouling resistance* perlu menentukan konstrain yakni batasan yang harus dipenuhi agar kinerja *reboiler* efisien. Konstrain pada optimisasi ini yakni nilai *heat duty* (Q) pada *reboiler* tipe *shell and tube heat exchanger* harus sesuai dengan data desain *reboiler* yakni sebesar 18,903 MW. *Heat duty* adalah panas yang harus diterima oleh *reboiler*. Apabila nilai *heat duty* tidak terpenuhi maka efisiensi *reboiler* menjadi tidak maksimal. Konstrain yang lainnya yakni *pressure drop* pada *shell* (Δp_s) dan *tube* (Δp_t) yang juga tidak boleh melebihi dari data desain yakni sebesar 37.550 dan 10.397 psi.

Semakin kecil diameter luar *tube* maka *pressure drop* pada sisi *shell* dan *tube* akan semakin besar, semakin kecil nilai diameter dalam *shell* maka nilai *pressure drop* semakin besar, semakin banyak jumlah *baffle* maka *pressure drop* di sisi *shell* akan semakin besar namun jumlah *baffle* tidak berpengaruh pada *pressure drop* di sisi *tube*. Fungsi tujuan, variabel optimisasi dan konstrain merupakan komponen utama dalam proses optimisasi. Untuk membandingkan hasil optimisasi *fouling resistance* maka digunakan beberapa metode stokastik yang lain yakni *Rain Water Algorithm (RWA)*, *Particle Swarm Optimization (PSO)*, dan *Genetic Algorithm (GA)*. Berikut adalah grafik hasil optimisasi *fouling resistance* menggunakan beberapa metode algoritma stokastik.



Gambar 4.6 Grafik hasil optimisasi *fouling resistance* pada software MATLAB

Grafik tersebut menunjukkan hasil *fouling resistance* yang paling minimal. Pada metode *Genetic Algorithm* (GA) hasil fungsi obyektif yang optimal yaitu pada nilai *fouling resistance* pada sisi *tube* (R_{ft}) adalah $0,000336 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ atau berkurang 2.2 % dan *fouling resistance* pada sisi *shell* (R_{fs}) adalah $0,000324 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ atau berkurang 6.0%. Pada metode *Particle Swarm Optimization* (PSO) hasil fungsi obyektif yang optimal setelah dioptimisasi pada nilai *fouling resistance* pada sisi *shell* (R_{fs}) adalah $0,000327 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ atau berkurang 4.9% dari data desain dan *fouling resistance* pada sisi *tube* (R_{ft}) adalah $0,000339 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ atau berkurang 1.4% dari data desain. Selanjutnya pada hasil optimisasi terhadap fungsi obyektif dengan menggunakan metode *Rain Water Algorithm* (RWA) menunjukkan hasil nilai *fouling resistance* sisi *shell* (R_{fs}) adalah $0,000326 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ atau berkurang 5.6% dan *fouling resistance* pada sisi *tube* (R_{ft}) adalah $0,000339 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ atau berkurang 1.6%.

4.4 Analisis Hasil Optimisasi

Setelah melakukan optimisasi dilakukan analisis hasil optimisasi yang meliputi hasil optimisasi pada perubahan geometri *reboiler* dan perubahan kondisi operasi.

4.4.1 Analisis Geometri *Reboiler*

Hasil perbandingan geometri *reboiler* sebelum dan setelah dioptimisasi disajikan pada Tabel 4.3. Pada hasil optimisasi pada geometri *reboiler* dengan beberapa metode *stochastic algorithm* dikatakan bahwa tiga variabel yang dioptimisasi yaitu d_o , N_b dan D_s memiliki perubahan nilai dari data desain. Perubahan ukuran geometri variabel tersebut menyebabkan geometri yang lainnya juga mengalami perubahan ukuran. Hasil optimisasi yang terbaik yaitu pada metode *Genetic Algorithm (GA)* pada penambahan nilai d_o sebesar 0.3% dan penurunan nilai D_s sebesar 7%.

Pada sisi *tube*, apabila diameter luar *tube* (d_o) bertambah maka ukuran geometri diameter luar *tube* (d_i) juga akan bertambah. diameter luar *tube* (d_i) yang bertambah akan menyebabkan luas permukaan *tube* (A_t) juga akan bertambah. Geometri luas permukaan *tube* (A_t) ini mempengaruhi langsung pada nilai *Reynold Number* (Re).

Pada sisi *shell*, apabila diameter dalam *shell* (D_s) berkurang maka diameter *tube bank outer* ($Dotl$) juga akan berkurang. Selain itu, penurunan nilai diameter *bundle* ($Dctl$) dari data desain menyebabkan luas aliran *crossflow* pada sisi *shell* (S_m) juga akan menurun yang menyebabkan bilangan *Reynold number* pada sisi *shell* (Res) meningkat. Perubahan nilai pada geometri ini juga akan berpengaruh pada hasil optimisasi dari fungsi objektif yaitu *fouling resistance* (R_f).

Tabel 4.3 Hasil optimisasi geometri *reboiler* dengan beberapa metode *Stochastic Algorithm*

Variabel	Satuan	Desain	GA	Differ.	RWA	Differ.	PSO	Differ.
do	M	0.01905	0.0191	0.3%	0.0193	1%	0.0193	1%
Nb		8	8.0000	0%	8.0000	0%	8.0000	0%
Ds	M	1.51	1.4112	-7%	1.4378	-5%	1.4450	-4%
di	M	0.0135	0.014	0%	0.0138	2%	0.0138	2%
ltp	M	0.024	0.024	0%	0.0241	1%	0.0241	1%
Nt		2236	1938	-13%	1971	-12%	1992	-11%
At	m2	0.321	0.323	1%	0.333	4%	0.333	4%
Dotl	M	1.498	1.399	-7%	1.426	-5%	1.433	-4%
Dctl	M	1.479	1.380	-7%	1.406	-5%	1.4137	-4%
Sm	m2	0.154	0.14401	-6%	0.14665	-5%	0.14737	-4%
Ntcc		25.444	23.779	-7%	24.228	-5%	24.349	-4%

4.4.2 Analisis Hasil Kondisi Operasi

Optimisasi yang dilakukan pada desain *reboiler* akan memberikan pengaruh terhadap kondisi operasi dari *reboiler* baik pada sisi *tube* maupun sisi *shell*. Pengaruh tersebut merupakan perubahan nilai kondisi operasi akibat adanya perubahan nilai pada geometri *reboiler*. Hasil perubahan nilai kondisi operasi setelah dilakukan proses optimisasi menggunakan beberapa metode stokastik disajikan dalam Tabel 4.4.

Berdasarkan pada tabel 4.4, hasil optimisasi pada tiga variabel geometri *reboiler* yaitu diameter luar *tube* (d_o), diameter dalam *shell* (D_s) dan jumlah *baffle* (N_b) juga akan mempengaruhi perubahan kondisi operasi pada *reboiler*. Pada hasil optimisasi diatas dengan menggunakan beberapa metode optimisasi stokastik, untuk mendapatkan *fouling resistance* yang minimal juga perlu mengoptimalkan kondisi operasi.

Berdasarkan konstrain yang telah ditentukan, nilai *heat duty* (Q) pada *reboiler* tidak boleh melebihi dari data desain *reboiler* sebesar 18.90 MW. Selain itu, nilai *pressure drop* pada sisi *shell* (Δp_s) dan sisi *tube* (Δp_t) juga tidak boleh melebihi dari data desain.

Nilai *fouling resistance* (R_f) yang menurun akan mengakibatkan nilai *overall heat transfer coefficient* (U_f) akan meningkat. Peningkatan nilai (U_f) yang tertinggi yaitu pada metode *Genetic Algorithm* (GA) sebesar 476.947 W/m².°C atau 2.5% yang diakibatkan karena adanya penurunan nilai *fouling resistance* (R_f). Hal ini juga dikarenakan setelah dilakukan optimisasi desain, maka nilai *heat transfer area* (A_o) juga akan semakin berkurang sebesar 628.342 m² atau 1%.

Tabel 4.4 Hasil optimisasi kondisi operasi *reboiler* dengan beberapa metode *stochastic algorithm*

Var.	Design	GA	Differ.	RWA	Differ.	PSO	Differ.
fs	0.192	0.189	-1.3%	0.189	-1.2%	0.190	-1.1%
ps	37.550	36.843	-1.9%	35.256	-6.1%	37.382	-0.4%
ft	0.00576	0.00577	0.1%	0.00579	0.4%	0.00579	0.4%
pt	10.395	10.356	-0.4%	10.2784	-1.1%	10.312	-0.8%
Rft	0.000344	0.000336	-2.2%	0.000339	-1.6%	0.000339	-1.4%
Rfs	0.000344	0.000324	-6.0%	0.000326	-5.3%	0.000327	-4.9%
Cond	0.000150	0.000149	-0.4%	0.000149	-0.6%	0.000149	-0.6%
Uf	465.235	476.947	2.5%	471.521	1.4%	470.256	1.1%
Ao	633.180	628.342	-1%	624.485	-1.4%	629.524	-0.6%
Q	18.90	18.683	-1%	18.899	0.0%	18.846	-0.3%

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Optimisasi *fouling resistance* pada desain *reboiler* tipe *shell and tube heat exchanger* menggunakan teknik optimisasi stokastik dengan hasil sebagai berikut.

- a. Perubahan *feed flow rate* yang masuk pada kolom distilasi mempengaruhi besar nilai *fouling resistance*.
- b. Geometri yang optimal agar diperoleh *fouling resistance* yang minimal adalah diameter dalam *shell* (D_s) sebesar 1.4112 m, diameter luar *tube* (d_o) sebesar 0.0191 m dan jumlah *baffle* (n_b) sebesar 8 buah.
- c. *Fouling resistance* pada sisi *shell* (R_{fs}) dan *tube* (R_{ft}) berturut-turut berkurang sebesar 6.0% dan 2.2% dibandingkan sebelum dioptimisasi. Nilai R_{fs} dan R_{ft} setelah dioptimisasi sebesar $0,000324 \text{ m}^2\text{°C/W}$ dan $0,000336 \text{ m}^2\text{°C/W}$.
- d. Penurunan *fouling resistance* menyebabkan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan dalam keadaan *fouling* (U_f) meningkat sebesar 2.5% dengan nilai $476.947 \text{ W/m}^2\text{°C}$.
- e. Penurunan *fouling resistance* menyebabkan luas permukaan *reboiler* menjadi lebih kecil yakni berkurang sebesar 1% dengan nilai $628,342 \text{ m}^2$.
- f. *Fouling resistance* disebabkan karena pemilihan geometri *reboiler*. Sehingga *fouling resistance* dan pemilihan geometri *reboiler* merupakan hubungan sebab akibat yakni proses desain *reboiler* berpengaruh pada *fouling resistance*.

5.2 Saran

Berdasarkan hasil tugas akhir ini dapat diberikan beberapa saran untuk pengembangan penelitian selanjutnya antara lain :

- a. *Reboiler* yang akan diteliti memiliki variasi jenis.
- b. *Fouling resistance* dimodelkan dengan menggunakan persamaan yang lain, selain Polley Model.

Halaman ini sengaja dikosongkan


DAFTAR PUSTAKA

- [1] R. V. Rao and A. S. , "Constrained economic optimization of shell-and-tube heat exchangers using elitist-Jaya algorithm," *Energy*, pp. 785-800, 2017.
- [2] R. V. Rao and A. S. , "Economic optimization of shell-and-tube heat exchanger using Jaya algorithm with maintenance consideration," *Applied Thermal Engineering*, pp. 473-487, 2017.
- [3] Yamashita, Yoshiyuki, "Model-based Monitoring of Fouling in a Heat Exchanger," *Advanced Control of Industrial Processes (AdCONIP)*, pp 453-456, 2017
- [4] W. A *Chemical and Petroleum Engineering*, vol. XIV, no. 1, pp. 47-53, 2011.. A. Al-Hallaf, "Theoretical Study on Heat Transfer in the Presence of Fouling," *Iraqi Journal of*
- [5] Barletta, Tony, Januari 2001. "Revamping FCC Units: Debutanizer Reboiler Fouling", *World Refining*, pp. 20-23
- [6] Wilson D.I, Polley G.T., Pugh S.J, "*Ten Years of Ebert, Panchal and The "Threshold Fouling" Concept*," vol. 6, pp. 25-35, 2005.
- [7] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook*, United Kingdom: CRC Press, 2011.
- [8] T. R. Biyanto, H. Y. Fibrianto and M. Ramasamy, "Thermal and Hydraulic Impacts Consideration in Refinery Crude Preheat Train Cleaning Scheduling Using Recent Stochastic Optimization Methods," *Applied Thermal Engineering*, 2016.
- [9] R. M. Thirumarimurugan, "*Performance Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger Using Miscible System*," *American Journal of Applied Sciences*, vol. 5, no. 5, pp. 548-552, 2008
- [10] C. a. E. G. Ebieto, "Performance Analysis of *Shell and Tube* Heat Exchangers: A Case Study, vol. 3 (5), no.

- Journal of Engineering Trends in Engineering and Applied Sciences (JETEAS), p. 899-903, 2012
- [11] R. W. Serth and T. G. Lestina, *Process Heat Transfer : Principles, Applications, and Rules of Thumb*, Texas: Elsevier, 2014.
 - [12] S. Richard C. Byrne, *Standards of The Tubular Exchanger Manufactures Association*, New York: Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2007.
 - [13] D.Q Kern, *Process Heat Transfer*, New York: Mc Graw-Hill Book Company, 1965.
 - [14] J. Nasr, M. Reza, M. Givi and M. , "Application of Threshold Model with Various Tube Wall Temperatures for Crude Oil Preheat Train Fouling," *Iran. J. Chem. Chem. Eng.*, vol. 25, no. 3, pp. 49-58, 2006.
 - [15] V. T. J. B. E. A.L.H Costa, "Parameter estimation of fouling models in crude preheat trains," in *International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning*, Crete Island, Greece, 2011.
 - [16] R. Fourer, D. M. Gay and B. W. Kernighan, "Linear Programs: Variables, Objectives and Constraints," 2003.
 - [17] T. R. Biyanto, H. Y. Fibrianto and M. Ramasamy, "Thermal and Hydraulic Impacts Consideration in Refinery Crude Preheat Train Cleaning Scheduling Using Recent Stochastic Optimization Methods," *Applied Thermal Engineering*, 2016.
 - [18] T. R. Biyanto, "Rain Water Optimization Algorithm," *Process Design, Control and Optimization Laboratory*, Department Engineering Physics, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya, 2017.

LAMPIRAN

Lampiran 1 : Data Sheet Reboiler

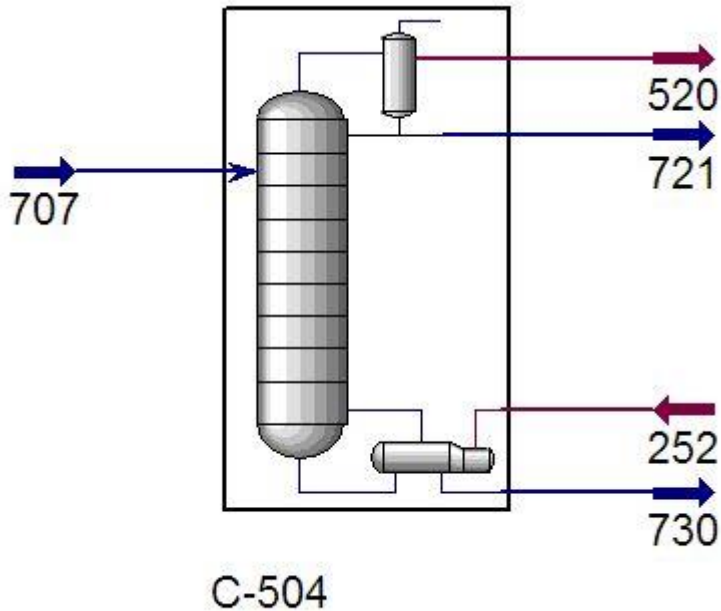
		PJT.NO. 101830 ITEM NO. 102-E-813A/B		SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER DATA SHEET (MKH UNIT) SHEET 1 OF 4			
PROJECT		CILACAP RPCC PROJECT		DOC.NO. :			
CLIENT		PT. PERTAMITA PROCESSING		P & LD NO. :			
LOCATION		CILACAP, CENTRAL JAVA, INDONESIA		REV DATE PREP'D CHK'D BY APP'D			
SERVICE		DEBUTANIZER REBOILERS		0 2012-01-04 H.J. LEE			
MFR. NAME				1 2012-07-20 H.J. LEE			
APPLIED CODE		ASME SEC. VIII DIV.1		TEMA CLASS		R	
TYPE		AJD		INSTALL TYPE		* HORIZONTAL * VERTICAL *	
SIZE		1818 mm x 5000 mm		CONNECTED IN		2 PARALLEL SERIES	
SURFACE / UNIT (EFF.)		1268.35 m ²		SHELL / UNIT (TWO)		SURFACE / SHELL (EFF.) 633.18 m ²	
PERFORMANCE OF ONE UNIT (OPERATING CASE NAME : DESIGN CASE)							
FLUID ALLOCATION				SHELL SIDE TUBE SIDE			
IN OUT				IN OUT			
FLUID CIRCULATED				HYDROCARBON HEAVY CYCLE OIL			
FLUID QUANTITY				- TOTAL kg/h 839210 x 1.15 - VAPOR kg/h 251795 x 1.15 - LIQUID kg/h 839210 x 1.15 587495 x 1.15 - STEAM kg/h 764894 x 1.15 - WATER kg/h 764894 x 1.15 - NONCONDENSABLE kg/h			
TEMPERATURE				deg-C 185.0 202.0 289.0 232			
DENSITY				VAP / LIQ kg/m ³ 566.6 33.25 879.0 834.7 875.6			
VISCOSITY				VAP / LIQ cP 0.180 0.011 0.154 0.062 0.075			
MOLE WEIGHT				VAPOR			
MOLE WEIGHT				NONCONDENSABLE			
SPECIFIC HEAT				VAP / LIQ kcal/kg-deg-C 0.79 0.58 0.86 0.86 0.61			
THERMAL CONDUCTIVITY				VAP / LIQ kcal/m-hr-deg-C 0.0904 0.0271 0.0582 0.0777 0.0646			
LATENT HEAT				REFER TO VAPORIZING CURVE			
INLET PRESSURE				kg/cm ² g 11.85 6.95			
VELOCITY				m/s 1.76 0.731 0.731			
PRESSURE DROP (allowable)				kg/cm ² By Static / 0.731 / 0.731			
FOULING RESIST (min.)				m ² h ^{0.75} /deg-C/kcal 0.0004 0.0004			
FILM HEAT TRANSFER COEFF.				Kcal/m ² h ^{0.75} /deg-C 1599.93 1599			
HEAT EXCHANGED				22.98 x 1.15 mm kcal/hr 338.93 61.8 deg-C 1599			
TRANSFER RATE				SERVICE 338.93 CALCULATED 400.93 CLEAN 483.12			
CONSTRUCTION OF ONE SHELL							
SHELL SIDE				TUBE SIDE			
DESIGN PRESS. kg/cm ² g 15 12							
TEST PRESS. kg/cm ² g 230 / 15 345 / 15							
DESIGN TEMP. deg-C 230 / 15 345 / 15							
NO. OF PASS PER SHELL DIVIDED FOUR(4)							
CORR. ALLOW. mm							
CORR./ERO. CAUSED BY							
INSUL. (TYPE / THK, mm)							
NOZZLE (SIZE / NO. INLET 18 inch / 1 / 1508 - RF 10 inch / 1 / 3008 - RF 10 inch / 2 / 1508 - RF 10 inch / 1 / 3008 - RF							
(SIZE / NO. OUTLET 18 inch / 2 / 1508 - RF 10 inch / 1 / 3008 - RF							
(REMARK) INTERMEDIATE							
TUBE Type 410 S				SHELL Killed Carbon Steel			
CHANNEL OR BONNET Killed Carbon Steel with 410 S.S Clad				SHELL COVER Killed Carbon Steel			
TUBESHEET-STATIONARY Killed Carbon Steel with 410 S.S Clad				CHANNEL COVER Killed Carbon Steel with 410 S.S Clad			
FLOATING HEAD COVER Killed Carbon Steel with 410 S.S Clad				TUBESHEET-FLOATING Killed Carbon Steel with 410 S.S Clad			
GASKET (SHELL / CHANNEL / FLOATING H)							
TUBE - NO. 2238 - O.D. 19.05 mm - THK (Min.) 2.77 mm - LENGTH 5000 mm - PITCH 25.40mm S 90 deg							
- TUBE TYPE Plain				- TUBE TO TUBESHEET JOINT FULL EXPANSION WITH 2 GROOVES			
SHELL - I.D. 1510 mm				SHELL COVER REMOVAL IMPINGEMENT PROTECTION YES			
BAFFLES (CROSS) - TYPE DOUBLE-SEG. - NO. 8 - NCUT (DIA.) 28.8 - VERTICAL							
- SPACING (mm) CENTRAL 500				INLET 610 OUTLET			
BAFFLES (LONG) - LENGTH mm				- SEAL TYPE U-BEND SUPPORT TYPE			
BYPASS SEAL ARRANGE. - SEAL STRIPS 2 PAIRS				- SEAL RODS - EA			
EXPANSION JOINT (Y/N) - TYPE				DESIGN M.M.T. (deg-C) - SHELL SIDE - TUBE SIDE			
Rho*V ² (kg/m-sec ²) Inlet Nozzle 1015.83 Bundle Entrance 1347.80 Bundle Exit 806.95							
WEIGHT(SHELL - SHIPPING kg 27.518 - FILLED W / WATER kg 25.239 - BUNDLE kg 15.903)							
NOTES 1. PARTIAL SUPPORT PLATE SHALL BE PROVIDED UNDER THE CENTER OF SHELL SIDE OUTLET NOZZLE TO AVOID TUBE VIBRATION PROBLEMS. 2. LOCATE A VENT ON THE CHANNEL BELOW THE PASS PARTITION PLATE TO ALLOW REMOVAL OF THE NONCONDENSIBLES. 3. THE SHELL & TUBE SIDE ARE SUBJECT TO STEAM OUT (P.VIR150 deg-C).							
APPLIED PROCESS DATASHEET REV. : 2 DATE : 2012-07-27							

Global Best & First

Lampiran 2 :

Gambar dan Hasil Simulasi Hysys

a. Gambar hasil simulasi Hysys



Keterangan :

Stream 707 : Feed Kolom Distilasi

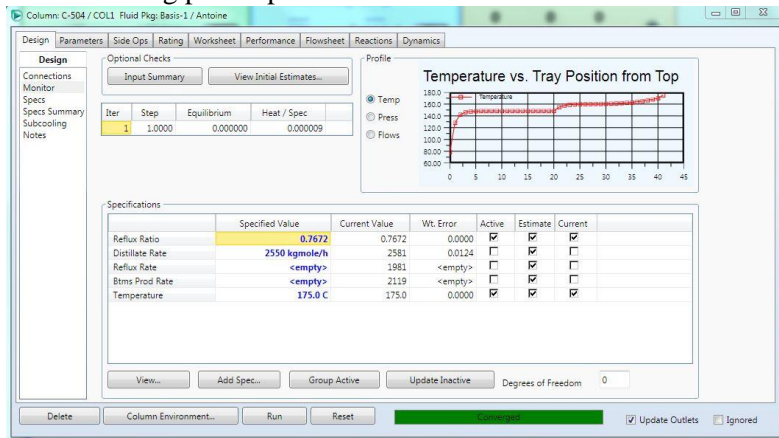
Stream 520 : Laju Beban Panas Kondenser

Stream 721 : Produk Distilat

Stream 252 : Laju Beban Panas Reboiler

Stream 730 : Bottom Product

b. Monitoring proses pada kolom distilasi



Lampiran 3 :

Kodingan optimisasi pada MATLAB

a. Kodingan Pemodelan *Reboiler*

```
function rf=fobj(x)
% close all
% clear all
% clc

%do=0.01905;
%nb=8;
%ds=1.51;

ds=x(1); %diameter shell(m)
do=x(2); %diameter luar tube(m)
nb=x(3); %jumlah baffle

%tube side
lbi=0.61; %jarak baffle inlet(m)
lbo=0.62; %jarak baffel outlet(m)
tw=0.00277; %tube thickness(m)
mt=212.415 ; %mass flow rate tube (kg/s)
di=do-(2*tw); %diameter dalam tube (m)
ltp=1.25*do; %jarak antar tube (m)
lbb=(12+0.005*ds)/1000; %clearance antara bundle
dan shell (m)
dotl=ds-lbb; %diameter tube bank outer (m)
dctl=dotl-do; %Diameter bundle (m)
nt=(0.58*(dctl^2))/(ltp^2); %jumlah tube
at=((22/7)*(di^2)*2236)/4; %luas permukaan tube
(m2)
gt=((mt/4*1.78)*4)/at; %kecepatan aliran massa
pada tube (kg/ s m2)
ret=(gt*di)/0.0004785; %bilangan Reynold pada
tube
prt=0.535*0.0004785/0.0000225; %Nilai Prandtl
pada tube
```

ht=(0.023*(ret^{0.8})*(prt^{0.4})*(0.0000225/di)*1.2
28)*3600*1.163; %koefisien perpindahan panas
pada sisi tube (w/m² oC)

```
%shell side
lta=4.5; %jarak antara sisi tube luar dg outer
tube bend radius(m)
lbc=lta/(nb+1); %jarak antar baffle (m)
lti=((nb-1)*lbc)+lbi+lbo; %jarak antara sisi
tube luar dg baffle terdekat(m)
tetads=2*(acos(1-(2*28.6/100))); %Sudut
kemiringan pada baffle cut
tetactl=2*(acos((ds/dctl)*(1-(2*28.6/100))));
%sudut kemiringan bagian atas pada baffle cut
sm=lbc*((lbb+(dctl/ltp)*(ltp-do)); %luas aliran
crossflow pada sisi shell (m2)
fw=(tetactl/(2*(22/7)))-
((sin(tetactl))/((2*(22/7)))); %nilai fraksi
tube pada jendela baffle
fc=1-(2*fw); %nilai fraksi tube pada pure
crossflow
ntcc=(ds/ltp)*(1-(2*28.6/100)); %jumlah efektif
tube rows pada crossflow
sb=lbc*(ds-dotl+0); %luas bundle ke shell (m2)
fsbp=(sb/sm); %perbandingan antara luas area by
pass dengan luas crossflow keseluruhan
lsb=(3.1+(0.004*ds))/1000; %Diameter clearance
antara diameter shell dengan diameter baffle (m)
ssb=(22/7)*ds*(lsb/2)*((2*(22/7))-
(2*tetads))/(2*(22/7)); %luas kebocoran shell
ke baffle (m2)
stb=((22/7)/4)*(((do+0.00079)^2)-(do^2))*nt*(1-
fw); %luas kebocoran tube ke baffle (m2)
jc=0.55+(0.72*fc); %Faktor koreksi pada baffle
cut dan jarak antar baffle
rs=ssb/(ssb+stb); %parameter korelasi
rlm=(ssb+stb)/sm; %parameter korelasi
jl=(0.44*(1-rs))+((1-(0.44*(1-rs)))*exp(-
2.2*rlm)); %faktor koreksi akibat efek kebocoran
baffle antara shell ke baffle dan tube ke baffle
```

```

for ms = 203:245
    gs=(ms/2)/sm;
end; %kecepatan aliran massa pada shell (kg/ s
m2)

res=(gs*do)/0.0001163; %bilangan Reynold pada
shell
jb=exp((-1.35*fsbp*(1-(2*rs)))); %faktor koreksi
pada bundle by pass flow
jr=1; %faktor koreksi yang merugikan temperatur
gradien pada aliran laminar
libintang=lbi/lbc; %perbandingan jarak baffle
inlet dengan jarak baffle dalam shell (m)
lobintang=lbo/lbc; %perbandingan antara jarak
baffle outlet dengan jarak baffle dalam shell
(m)
js=((nb-1)+(libintang^(1-0.6))+(lobintang^(1-
0.6)))/((nb-1)+(libintang-1)+(lobintang-1));
%faktor koreksi pada variabel jarak baffle sisi
inlet dan outlet
prs=(0.0001163*0.8265)/0.0000240; %Nilai Prandtl
pada shell
ji=0.236*(res^(-0.346)); %parameter ideal
Colburn
hi=(ji*0.8265*(gs/2)*1.118/(prs^(2/3)))*(3600*1.
163); %koefisien perpindahan panas ideal pada
sisi shell (W/ m2 OC)
hs=hi*jc*jl*jb*js*jr; %koefisien perpindahan
panas pada shell (W/ m2 OC)

%pressure drop
fs=exp(0.576-(0.19*log(res))); %faktor friksi
pada shell
ps=((2*fs*(gs^2)*ds*(nb+1))/(543.5667*do*1.118))
*0.00001019716213*14.2233; %pressure drop sisi
shell (kg/cm2)

ft=((1.58*log(ret))-3.28)^(-2); %faktor friksi
pada tube

```

```
pt=(( (2*ft*5*4/di)+(2*4))*855.15*(1.83^2))*0.000
01019716213*14.2233; %pressure drop sisi tube
(kg/cm2)
```

```
%fouling
alfa=277.8;
ea=48;
gamma=(4.17*(10^(-13)));
r=0.008314;
```

```
drft=(alfa*(ret^(-0.8))*(prt^(-
1/3))*(1.0912*(10^(-5)))-(gamma*(ret^0.8)));
rftu=(drft*1065); %resistansi fouling pada sisi
tube (m2 K/J)
```

```
drfs=(alfa*(res^(-0.8))*(prs^(-
1/3))*(6.2851*(10^(-5)))-(gamma*(res^0.8)));
rfsh=(drfs*390); %resistansi fouling pada sisi
shell (m2 K/J)
```

```
rf=1/(rftu+rfsh);
```

```
cond=(do*(log(do/di)))/(2*21.9); %perpindahan
panas konduksi (m2 oC /W)
uf=1/((do/(di*ht))+((do*rftu)/di)+cond+rfsh+(1/h
s)); %koefisien perpindahan panas keseluruhan
pada kondisi terjadi fouling (W/ m2 oC )
uc=1/(cond+(1/hs)+(do/(ht*di))); %koefisien
perpindahan panas keseluruhan kondisi normal
```

```
%heat duty
ao=((22/7)*do*lti*2236*1); %luas permukaan
perpindahan panas (m2)
lmtdcrr=64.181; %Log Mean Temperature
Difference corrected (oC)
q=(uc*lmtdcrr*ao)/1000000; %heat duty (GW)
```

```
if q>=18.9;
    q=18.9;
```

end

b. Kodingan Genetic Algorithm

```
clear all
close all
%Pembangkitan Populasi dan Parameter
Npop      = 200;                      %populasi
Maxit      = 200;                      %iterasi
el         = 0.99;                     %elatism
Pc         = 0.8;
%probabilitas crossover
Pm         = 0.01;
%probabilitas mutasi
Nvar       = 3;                        %jumlah
variabel desain yang dioptimasi
Nbit       = 20;                       %jumlah bit
%Constrain

rb         = [1.7 0.0245 8];           %batas bawah
ra         = [1.4 0.0175 4];           %batas atas

eBangkit   = [];
Individu   = [];
eIndividu  = [];
david      = [];
Dadatfit   = [];
Datfit     = [];
summary    = [];
eDadatfit  = [];
efitnessmax = [];
eIndividuMax = [];

Bangkit = round(rand(Npop,Nbit*Nvar));
popsize = size(Bangkit,1);

for i = 1:Nvar
    batas(i) = ra(i)-rb(i);
end
for i =1:Npop
    for j = 1:Nvar
```

```

        Desimal(i,j) =
bi2de(Bangkit(i, ((j*Nbit)-(Nbit-
1)): (j*Nbit)), 'left-msb');
        Individu(i,j) =
(Desimal(i,j)*batas(:,j)-
batas(:,j)+rb(:,j)*(2^Nbit-1))/(2^Nbit-1);
    end
end

Datfit = [];
variabel = [];
for i = 1:size(Individu,1)
    fitness = fobj(Individu(i,:));
    Datfit = [Datfit;fitness];
    [fitemax,nmax]=max(Datfit);
end

Dadatfit = [];
for generasi=1:Maxit
    disp('GA processing')
    clear command windows
    clear command history
    clear memory

    if generasi > 1
        sort_fit = sortrows(sort,Nbit*Nvar+1);
        Individu1 = sort_fit(round((1-
el)*Npop+1):Npop,:);
        remain =
sort_fit(round(el*Npop)+1:Npop,:);

        X = Individu1;
        M = size(X,1);

        sumfitness = sum(Datfit);
        for i=1:M
            Prob(i) = Datfit(i)/sumfitness;
        end
        for i=2:M

```

```

        Prob(i) = Prob(i)+Prob(i-1);
    end
    for i=1:M
        n=rand;
        k=1;
        for j=1:M-1
            if (n>Prob(j))
                k=j+1;
            end
        end
        Xparents(i,:) = X(k,:);
    end

%Crossover
[M,d] = size(Xparents);
Xcrossed = Xparents;
for i=1:2:M-1
    c=rand;
    if (c<=Pc)
        p=ceil((d-1)*rand);
        Xcrossed(i,:) = [Xparents(i,1:p)
Xparents(i+1,p+1:d)];
        Xcrossed(i+1,:) =
[Xparents(i+1,1:p) Xparents(i,p+1:d)];
    end
end
if (M/2~=floor(M/2))
    c=rand;
    if (c<=Pc)
        p=ceil((d-1)*rand);
        str=ceil((M-1)*rand);
        Xcrossed(M,:) = [Xparents(M,1:p)
Xparents(str,p+1:d)]; %the first child is chosen
    end
end

%Mutasi
[M,d] = size(Xcrossed);
Xnew=Xcrossed;
for i=1:M

```



```

        for j=1:d
            p=rand;
            if (p<=Pm)
                Xnew(i,j)=1-Xcrossed(i,j);
            end
        end
    end
end

disp('New fitness calculation');

Bangkit =
[Xnew(:,1:Nbit*Nvar);remain(:,1:Nbit*Nvar)];
end
eBangkit = [eBangkit; Bangkit];

for i =1:Npop
    for j = 1:Nvar;
        Desimal(i,j) =
bi2de(Bangkit(i, ((j*Nbit)-(Nbit-
1)):(j*Nbit)), 'left-msb');
        Individu(i,j) =
(Desimal(i,j)*batas(:,j)-
batas(:,j)+rb(:,j)*(2^Nbit-1))/(2^Nbit-1);
    end
end

Datfit = [];
for i = 1:Npop
    fitness = fobj(Individu(i,:));
    Datfit = [Datfit;fitness];
    [fitemax,nmax] = max(Datfit);
end

Dadatfit = Datfit;
eDadatfit = [eDadatfit;Dadatfit];
eIndividu = [eIndividu;Individu];
[fitnessmax,nmax] = max(eDadatfit);
efitnessmax = [efitnessmax;fitnessmax];
BangkitMax = eBangkit(nmax,:);

```

```

IndividuMax = eIndividu(nmax,:);
eIndividuMax = [eIndividuMax;IndividuMax];
BangkitMaxlast = BangkitMax;
schedmax = BangkitMax;
sort = [Bangkit Dadatfit];
summary = [summary; sort];
david = [david; Dadatfit];

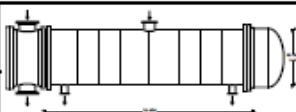
clc

min_variable_design=eIndividuMax(1,:)
min_objective_function=fitness(1,:)
figure(gcf)
title('Grafik Nilai Min GA','color','b')
xlabel('Jumlah Iterasi')
ylabel('Nilai Fungsi Obyektif')
hold off
plot(efitnessmax, 'DisplayName', 'efitnessmax',
'YDataSource', 'efitnessmax');
hold off
end

```

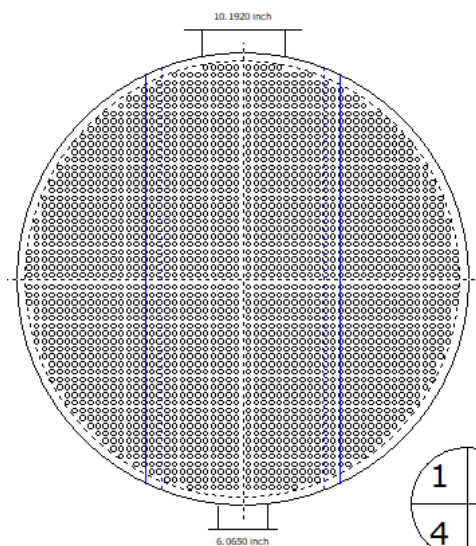
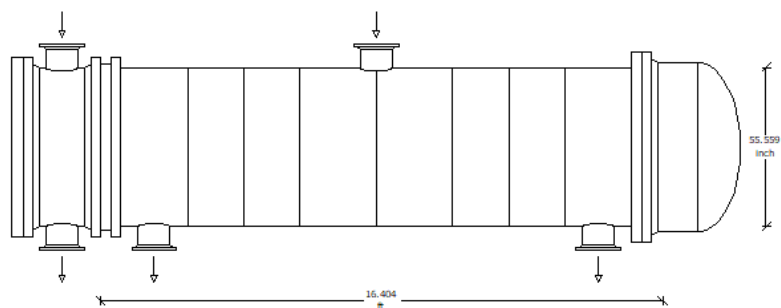
Lampiran 4. :

Datasheet hasil optimisasi desain pada HTRI

Final Results					Page 1
Released to the following HTRI Member Company:					
Its					
alsyahputri					
Xist E Ver. 6.00 7/23/2018 13:37 SN: Vais100+					US Units
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA AJ12S Shell With Double-Segmental Baffles					
Process Data		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name		Sens. Liquid		Sens. Liquid	
Fluid condition					
Total flow rate (1000-lb/hr)		1850.12		1685.84	
Weight fraction vapor, In/Out		0.000		0.000	
Temperature, In/Out (Deg F)		365.00		552.20	
Temperature, Average/Skin (Deg F)		380.30		500.90	
Wall temperature, Min/Max (Deg F)		377.71		514.77	
Pressure, In/Average (psia)		183.244		113.549	
Pressure drop, Total/Allowed (psi)		0.872		33.368	
Velocity, Mid/Max allow (ft/sec)		0.14		11.93	
Mole fraction Inert		(-)			
Average film coef. (Btu/ft ² -hr-F)		291.53		726.66	
Heat transfer safety factor		(-)		1.000	
Fouling resistance (ft ² -hr-F/Btu)		0.00184		0.00191	
Overall Performance Data					
Overall coef., Req'd/Clean/Actual (Btu/ft ² -hr-F)		76.90 /		4.95 / 4.84	
Heat duty, Calculated/Specified (MM Btu/hr)		63.791 /		63.7913	
Effective overall temperature difference (Deg F)		136.2			
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H) (Deg F)		136.18		1.0000 * 1.0000	
See Runtime Messages Report for warnings.					
Exchanger Fluid Volumes					
Approximate shellside (ft ³)		173.042			
Approximate tubeside (ft ³)		155.450			
Shell Construction Information					
TEMA shell type		AJ12S		Shell ID (Inch)	
Shells Series		1 Parallel		Total area (ft ²)	
Passes Shell		1 Tube 4		Eff. area (ft ² /shell)	
Shell orientation angle (deg)		0.00			
Impingement present		No			
Pairs seal strips		2		Passlane seal rods (Inch) 0.7520 No. 2	
Shell expansion joint		No		Rear head support plate No	
Weight estimation Wet/Dry/Bundle		45231 /		24738 / 2948.1 (lb/shell)	
Baffle Information					
Type		Parallel Double-Seg.		Baffle cut (% dia) 28.60	
Crosspasses/shellpass		8		No. (Pot Area) (Inch) to C.L.	
Central spacing (Inch)		19.6850		1 48.62 11.8896	
Inlet spacing (Inch)		27.9845		2 43.65 10.0078	
Outlet spacing (Inch)		28.4432		Baffle overlap (Inch)	
Baffle thickness (Inch)		0.5000		1.8818	
Tube Information					
Tube type		Plain		Tube count per shell 1938	
Overall length (ft)		16.404		Pot tubes removed (both) 0.52	
Effective length (ft)		15.966		Outside diameter (Inch) 0.7520	
Total tubesheet (Inch)		5.2550		Wall thickness (Inch) 0.1090	
Area ratio (out/in)		1.4083		Pitch (Inch) 0.9409 Ratio 1.2513	
Tube metal		Carbon steel		Tube pattern (deg) 90	

TEMA type
Shell diameter
Tube length

AJ12S
55.5589 inch
16.404 ft



TEMA type
Shell diameter
Outer tube limit
Height under inlet nozzle
Height under outlet nozzle
Tube type
Tube diameter
Tube pitch
Tube layout angle
Number of tubes (specified)
Number of tubes (calculated)
Number of tie rods
Number of seal strip pairs
Number of passlane seal rods
Number of passes
Parallel passlane width
Perpendicular passlane width
Baffle cut % diameter

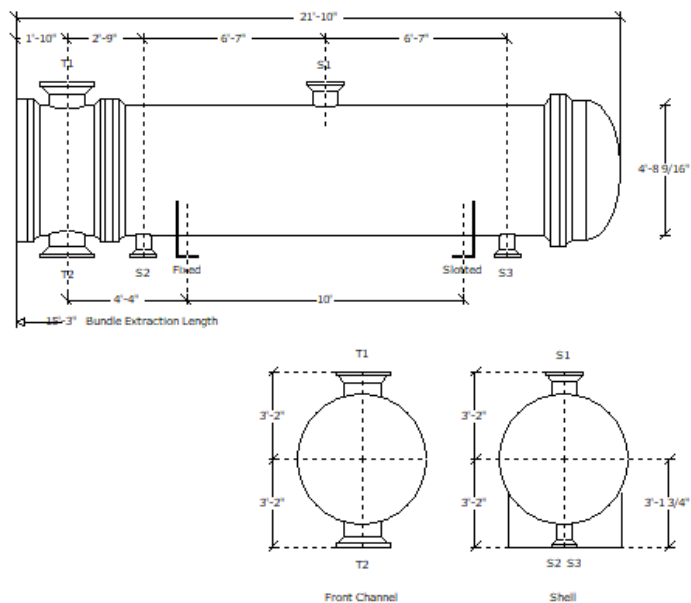
AJ12S
55.5589 inch
53.6922 inch
1.9434 inch
1.9438 inch
Plain
0.7523 inch
0.9409 inch
90
1938
2394
10
2
2
4
0.7500 inch
0.7500 inch
28.6

TUBEPASS DETAILS

Pass	Rows	Tubes	Plugged
1	28	610	0
2	28	610	0
3	27	592	0
4	27	592	0

SYMBOL LEGEND

- Tube
- Plugged tube
- Tie rod
- Impingement rod
- Dummy tube
- Seal rod
- Seal strip/Skid bar



Nozzles	NPS, in	Rating	Design	Shell	Tube	Weight	lb	Company	its	Ref
S1 Inlet	10	0	Pres (psig)	168.548	150	Bundle	33400	Customer		
S2 Outlet	6	0	Temp (F)	552.2	552.2	Dry	55000	Item		
S3 Outlet	6	0	Passes	1	4	Wet	77900	Service		
T1 Inlet	16	0	Thick (inch)	0.5	0.109			TEMA	AJ125	Setting Plan
T2 Outlet	16	0						Date	7/23/2018	By
								Diagram	Rev	

Halaman ini sengaja disengajakan

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Miftakhul Jannah Aisyah Putri yang akrab disapa Putri. Penulis merupakan anak terakhir dari dua bersaudara, terlahir di kota Mojokerto pada tanggal 19 Mei 1996. Penulis menempuh pendidikan di SDN Jambangan 1 Surabaya lulus tahun 2008, SMPN 2 Bangsal Mojokerto lulus tahun 2011, dan SMAN 1 Sooko Mojokerto, lulus tahun 2014.

Pendidikan sarjana ditempuh di Jurusan Teknik Fisika ITS melalui jalur SNMPTN 2014. Selama aktif menjadi mahasiswa, penulis bergabung dalam organisasi kemahasiswaan HMTF-ITS selama periode 2015-2016 sebagai staff Eksternal & 2016-2017 sebagai Wakil Kepala *Ext Team*. Selain aktif dalam berorganisasi, penulis juga aktif dalam kegiatan laboratorium tahun 2017-2018 sebagai anggota. Pengalaman *internship program* selama 1 bulan di PT. Pertamina RU IV Cilacap pada bulan Oktober 2017. Bidang minat penulis dalam mengerjakan tugas akhir adalah instrumentasi. Penulis dapat dihubungi di email mjputri1717@gmail.com.